

VŠB -TU Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

# Kondenzační parní turbína pro spalovnu odpadů

## Condensing Steam Turbine for Waste Incinerator

Student:

Bc. Tomáš Zelený

Vedoucí diplomové práce

doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomáš Zelený**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení  
Téma: **Kondenzační parní turbína pro spalovnu odpadů**  
**Condensing Steam Turbine for Waste Incinerator**

### Zásady pro vypracování:

Navrhněte jednotělesovou kondenzační parní turbínu 70 MW bez přehřívání páry pro spalovnu odpadů s výstupem do vzduchem chlazeného kondenzátoru. Návrh zpracujte pro následující parametry:

Elektrický výkon na svorkách generátoru  $P = 70$  MW, tlak admisní páry  $p_{adm} = 7$  MPa, teplota admisní  $t_{adm} = 430$  °C, teplota odplynění  $t_{odp} =$  cca 130 °C, tlak na výstupu z NT dílu  $p_k = 0,01$  MPa, otáčky turbíny  $n = 3000$  1/min.

Regulace turbíny je dýzová. Parní turbínu navrhněte s axiálním výstupem do vzduchem chlazeného kondenzátoru. Množství admisní páry stanovte tak, aby bylo dosaženo zadaného elektrického výkonu. Další nespecifikované parametry cyklu vhodně zvolte. Regeneraci navrhněte se dvěma NT ohříváky, odplyněvákem s napájecí nádrží. Zpracujte alternativní variantu bilančního schématu s jedním VTO a teplotou napájecí vody 165 °C. Teplotu odplynění a napájecí vody uvažujte klouzavou v závislosti na zatížení turbíny. Porovnejte tepelnou účinnost základního a alternativního řešení a pro výhodnější variantu proveďte návrh turbíny se základními konstrukčními a pevnostními výpočty. Vhodně zvolte materiály rotoru, těles příp. ostatních částí stroje.

### Seznam doporučené odborné literatury:

KADRNOŽKA, J.: Lopatkové stroje. Akademické nakladatelství CERM, s. r. o. Brno, 2003. ISBN 80-7204-297-1.

KADRNOŽKA, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory. Nakladatelství CERM, s. r. o. Brno, 2004. ISBN 80-7204-346-3.

AMBROŽ, J.: Parní turbíny a kondenzace. Skripta ČVUT, 1984.

ŠČEGLAJEV, A.V.: Parní turbíny, 1. a 2. svazek. SNTL Praha 1983.


BEČVÁŘ, J.: Tepelné turbíny. Praha, SNTL, 1968.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014

  
prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.  
vedoucí katedry



  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35-užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60-školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská-Technická univerzita Ostrava (dále už jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona. bylo sjednáno, že užít své dílo-diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě, dne 19.5.2014

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Tomáš Zelený

Adresa trvalého pobytu studenta: 69615 Čejkovice, V Sadech 568

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě, dne 19.5.2014

.....

podpis studenta

### **Poděkování**

Děkuji konzultantovi diplomové práce Ing. Michalovi Buršíkovi a také vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Kamilovi Kolarčíkovi, CSc za metodickou a odbornou pomoc, a další cenné rady při zpracování mé diplomové práce.

V Ostravě, dne 19.5.2014

.....  
podpis

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

Bc. ZELENÝ, T. Kondenzační parní turbína pro spalovnu odpadů

Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2014, 75 s. doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Tématem této diplomové práce je návrh jednotělesové parní turbíny pro spalovnu odpadů s výkonem 70 MWe bez přihřevu páry. V práci je na úvod vypočtena tepelná bilance zapojení turbíny ve variantách (A) a (B). Dále je vybráno tepelné schéma s nižší měrnou spotřebou tepla pro návrh a optimalizaci průtočné části. V další části jsou určeny délky oběžných a rozváděcích lopatek. Poté ověřeny jejich závěsy a uchycení rozváděcích lopatek v discích. V závěru práce jsou vypočteny parametry potrubí odběrů páry pro výkresovou dokumentaci. Ta se skládá z tepelných bilančních schémat var. (A) a (B) a podélného řezu navrženou turbínou.

Klíčová slova: Návrh, Parní turbína, Bilanční schéma, Průtočná část Pevnostní výpočet

## **ANNOTATION OF MASTER THESIS**

Bc. ZELENÝ, T. Condensing Steam Turbine for Waste Incinerator

Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2012, 75 p; Diploma thesis, Thesis supervisor: doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

The topic of this disertation thesis is design of the single body steam turbine for waste incineration plant with a capacity of 70 MWe. At beginnig of thesis is calculation of heat balance diagram of the turbine in variants (A) and (B). Furthermore, is selectionof heat scheme with a higher efficiency for the design and optimization of the flow part,Followed by the specificication of length of blades.In the end of thesis is longitudinal section of the proposed turbine and flow chart designs.

Key words:Design, Steam turbine, flow chart, Flow part, calculation of strength

# Obsah

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A VELIČIN.. **Chyba! Záložka není definována.**

ÚVOD .....	15
2.) SPALOVNA ODPADŮ .....	16
2.1.) Technologický řetězec spalovny odpadů .....	16
2.2.) Emisní limity pro spalovnu odpadů [2] .....	19
2.3.) Parní turbíny pro spalovnu odpadů .....	20
3.) PARNÍ TURBÍNA .....	21
3.1.) Stupeň parní turbíny .....	22
4.) BILANČNÍ NÁVRH .....	23
4.1.) Popis výpočtu .....	23
4.1.1.) Zadané hodnoty .....	24
4.1.2.) Volené hodnoty .....	24
4.2.) Určení parametrů na vstupu a výstupu turbíny .....	25
4.3.) Další hodnoty pro výpočet bilančního schématu .....	27
4.3.1.)Dělbá celkového ohřátí pro regenerační ohříváky - Varianta (A).....	27
4.3.2.)Dělbá celkového ohřátí pro regenerační ohříváky - Varianta (B).....	27
4.4.) Regenerační schéma – Varianta (A) .....	27
4.4.1.) Bilance ohříváků (A).....	30
4.4.2.) Množství vstupní páry (A) .....	31
4.4.3.) Množství páry pro jednotlivé ohříváky (A).....	32
4.4.4.) Technický výkon turbíny (A).....	32
4.4.6.) Navýšení entalpického spádu vlivem Reheat faktoru (A).....	32

4.4.7.) Heat rate (A).....	33
4.5.) Regenerační schéma – Varianta (B) .....	33
4.5.1.) Bilance ohříváků .....	37
4.5.2.) Množství páry na vstupu do turbíny.....	38
4.5.3.) Množství páry pro jednotlivé ohříváky .....	38
4.5.4.) Technický výkon turbíny .....	39
4.5.6.) Navýšení entalpického spádu vlivem Reheat faktoru (A).....	39
4.5.7.) Heat rate (A).....	39
4.6.) Zhodnocení variant (A), (B) a výběr.....	39
5.) Návrh průtočné části .....	40
5.1) Průtočná část .....	40
6.) Profily lopatek.....	43
6.1.) Postup výpočtu rychlostních trojúhelníků .....	43
6.2) Ztráty ve stupních turbíny .....	46
6.3.) Volba délky oběžných a rozváděcích lopatek.....	48
6.4.) Volba profilů lopatek .....	48
6.) Pevnostní výpočty .....	50
9.) SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....	69
10.) SEZNAM OBRÁZKŮ .....	66
11.) SEZNAM TABULEK .....	67



# ÚVOD

Práce je věnována návrhu jednotělesové kondenzační parní turbíny rovnotlakého provedení o jmenovitém výkonu 70 MW s axiálním výstupem do<sup>[MB1]</sup> <sup>[A2]</sup>kondenzátoru voda/vzduch. Otáčky turbosoustrojí jsou 3000 otáček za 1/min. Typ regulace je dle zadání klouzavým tlakem. Využití turbíny je uvažováno ve spalovně odpadů.<sup>[MB3]</sup> Dalším bodem je<sup>[A4]</sup> navrhnout dvě varianty regeneračního ohřevu napájecí vody a design průtočné části parní turbíny. V první variantě (A) je regenerace navržena s dvěma nízkotlakými ohříváky (dále NTO) a odplyňovákem s napájecí nádrží (dále OD). Alternativní varianta (B) je navržena s dvěma NTO, OD a jedním vysokotlakým ohřívákem (dále VTO). Následně bude třeba zvolit vhodnější z variant a vypracovat její další optimalizaci průtočné části a pevnostní kontrolu.

Na základě těchto dat vypracovat výkres – podélný řez turbínou. Údaje a detaily, které bude třeba při vytváření výkresové dokumentace, a které nevycházejí z výpočtů charakterizovaných zadáním práce (bilance, průtočné části), budou vhodně zvoleny na základě konzultací s firmou Doosan Škoda Power s.r.o.

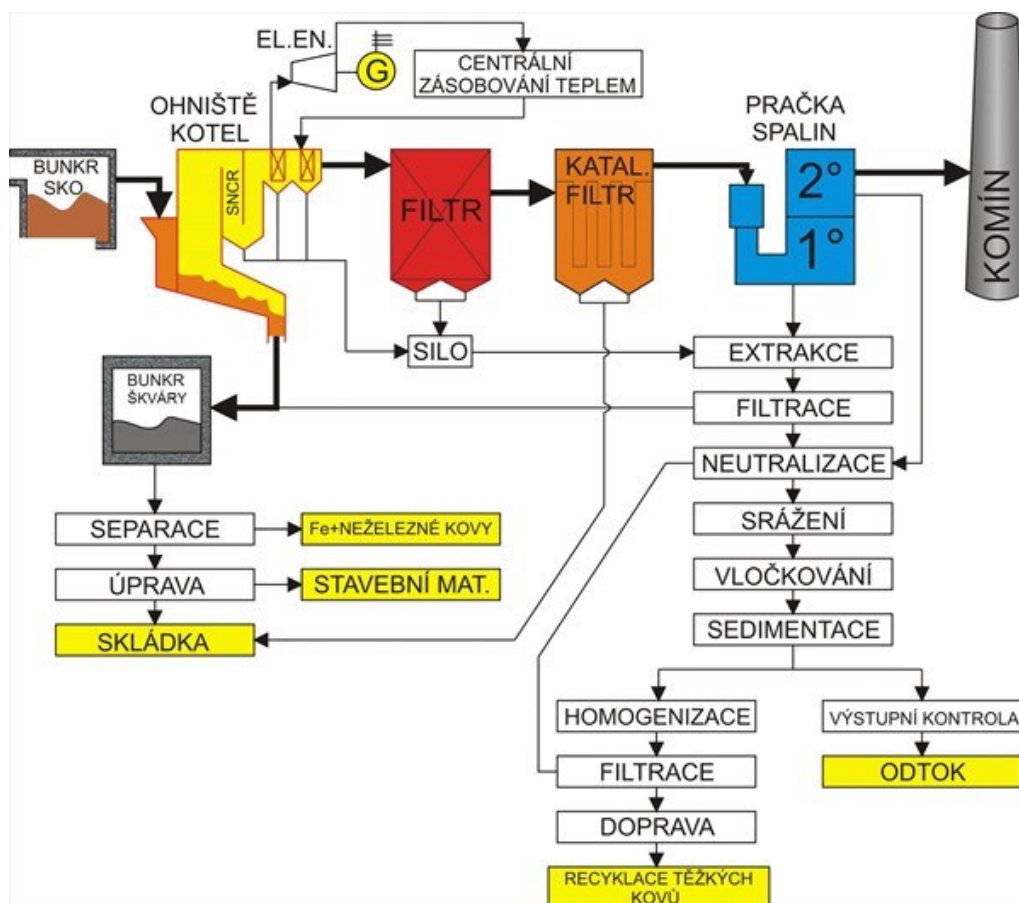
Ve výpočtu turbíny jsou také zahrnuty další komponenty, které charakterizují výsledné parametry, jsou to: axiální výstup z turbíny do kondenzátoru, vzduchem chlazený kondenzátor, generátor vstupní páry, vstupní regulační ventil před turbínou. V návrhu a další optimalizaci vycházím z hodnotdaných zadáním práce a dalších hodnot zvolených na základě informací vedoucího a konzultanta diplomové práce za firmu Doosan Škoda Power s.r.o., které zohledňují používaná zařízení ve výrobě.

## 2.) SPALOVNA ODPADŮ

Spalovna odpadů, kromě jejich samotné inertizace, představuje důležitý energetický zdroj, neboť funguje i jako teplárna. Na rozdíl od těchto zdrojů nevyužívá k výrobě tepla a elektrické energie primární energetické zdroje. Ve spalovně se jako palivo používá odpad, který nelze jinak využít, tedy ten, který je svážen z popelnic a kontejnerů černé barvy a též vybraný odpad z průmyslu.

### 2.1.) Technologický řetězec spalovny odpadů

Obvyklé zapojení jednotlivých komponent ve spalovně odpadů je schématicky znázorněno na Obr. 2-1.



Obr. 2-1 Technologický řetězec spalovny [3]

- **Vážní zařízení**

Vstupním objektem pro vozidla dodavatelů či odběratelů odpadů a surovin je váhovna. Na váhovně je vedena evidence vstupů a výstupů do zařízení na energetické využívání. Zde se cesta přijímaných odpadů dělí na dvě. Jedna část je určena pro energetické využití, druhá část je oddělena a odeslána k dotřídění.

- **Bunkr SKO**

Po zvážení odpad zamíří ke vsypovým vratům. Zkontroluje se a vysype do zásobníku. Obsluha jeřábu jej drapákem odebírá od vstupních skluzů dále zásobníku, kde se homogenizuje v zásobníku a plní násypky jednotlivých kotlů odpadem.

- **Kotelna**

V ohništi probíhá proces spalování odpadu při teplotách nad 1000°C. V teplotním poli 800-900°C [MB5] [A6] je do spalín dávkován redukční prostředek, který umožní přeměnu oxidů dusíku na molekulární dusík, který je přirozenou součástí našeho ovzduší. Pára je z kotle přiváděna do turbíny.

Většina spaloven ve světě je vybavena roštovými ohništi. Jednotlivé segmenty roštu jsou konstruovány tak, že umožňují průstup spalovacího vzduchu do ohniště a zároveň zajišťují postup odpadu od jeho vstupu do ohniště až po výstup spáleného odpadu (škváry). Škvára z vyhořelých odpadů je z roštového ohniště dopravována do bunkru škváry. Ohniště a kotel musí být navrženy tak, aby vznikající spaliny setrvaly minimálně dvě sekundy při teplotě 850 °C. Při dodržení těchto podmínek, stanovených také zákonem, je zaručena dostatečná kvalita spalín vypouštěných do ovzduší.

- **Turbína**

Pára z kotle vstupuje přes rychlozávěrný ventil do parní turbíny. [MB7] [A8] V té dochází k expanzi páry, při které se v lopatkování přeměňuje tepelná a tlaková energie na energii mechanickou. Rotor je spojen s generátorem, který mechanickou práci transformuje na elektrickou energii. Odběr páry turbíny [MB9] [A10] zajišťuje současně s výrobou elektrické energie dodávku páry do centrálních rozvodů teplé vody, ale i pro technologické účely.

- **Chemická úprava vody**

Zajištění dostatečné zásoby napájecí vody o stanovených parametrech pro celý varný systém kotle má za úkol chemická úprava vody. Napájecí voda může být tvořena vratným kondenzátem ze sítě CZT, čistým kondenzátem ze vzduchem chlazeného kondenzátoru a vodou z chemické úpravy vody, kde se k úpravě používá hlavně pitná voda. Vzhledem k poměrně vysokému obsahu solí v surové vodě by bez její úpravy došlo k zanesení varného systému kotle minerálními usazeninami, a kyslík rozpuštěný ve vodě by se podílel významnou měrou na korozi. Zároveň je nutné ochránit před těmito látkami také průtočnou část parní turbíny.

- **Čištění spalin**

Nezbytnou součástí technologického procesu spalování odpadů je systém čištění spalin.

- První stupeň čištění spalin je instalován přímo do spalovací komory kotle. Chemické reakce zajistí výraznou redukci množství oxidů dusíku ve spalinách, viz rovnice 2-1. Prací vody z prvního stupně pračky spalin se používají na extrakci solí a těžkých kovů z popílku a posléze jsou spolu s pracími vodami ostatních stupňů pračky čířeny (neutralizace, vložkování, sedimentace, filtrace). Produktem tohoto číření je upravená prací voda, která se odvádí do kanalizace.



- Druhým stupněm čištění spalin je adsorpce těžkých kovů a perzistentních organických polutantů typu PCDD/F, PCB a PAU.
- Třetí stupeň čištění spalin spočívá v nástřiku jemně rozprášené vodní vápenné suspenze do proudu spalin. Plynné spaliny z kotlů jsou přivedeny kouřovody do absorbérů, kde probíhá vyčištění spalin.
- Do kouřovodu mezi absorbéry a textilní filtry je instalován čtvrtý stupeň čištění spalin, který je založen na suché vápenné metodě, spočívající v přidávku suchého hašeného vápna do proudu spalin. Tento systém čištění se spouští automaticky v případě zvýšených koncentrací kyselých složek spalin.

- Pátým stupněm čištění spalin jsou textilní filtry, které slouží k odloučení mechanických nečistot a pevných reakčních produktů ze spalin. Konečný produkt z čištění spalin je složen z vápenatých solí, popílku, aktivního uhlí a přebytku reagentů. Účinnost čištění spalin je u znečišťujících látek na úrovni 99 %. Před vstupem do komínu jsou spaliny kontinuálně monitorovány a vyhodnocovány.

- **Škvárové hospodářství**

Škvárové hospodářství je koncovým technologickým zařízením, které dále upravuje škváru – odpadní inertní produkt spalovacího procesu. Technologie slouží k manipulaci a separaci škváry. Sestává se ze zásobníku škváry, pojízdného mostového jeřábu, dopravníkového systému a separační linky. Škvára po průchodu spalovací komorou prochází přes mokré vynašeč škváry a pomocí pásových dopravníků je dopravována do betonového zásobníku. Vytříděné železo i hliník jsou jako druhotné suroviny odváženy k dalšímu využití. Škvára je využívána pro technické zabezpečení skládek. Cílem společnosti je zajistit takové kvalitativní parametry škváry, aby bylo možné využívat škváru jako stavební materiál (zásypy, podsypy), a minimalizovat tak produkci odpadů.

## **2.2.) Emisní limity pro spalovnu odpadů[2]**

Emisní limity pro spalovnu odpadů jsou vztaženy k celkové jmenovité kapacitě a na normální stanovené podmínky a suchý plyn při referenčním obsahu kyslíku v odpadním plynu 11%. V případě poruchy nesmí být za žádných okolností překročeny specifické emisní limity pro celkový organický uhlík a oxid uhelnatý stanovené podle tabulky 2-1 a koncentrace tuhých znečišťujících látek  $150\text{mg}\cdot\text{m}^{-3}$ , vyjádřené jako průměrné půlhodinové hodnoty

Pro spalovny odpadů s fluidním ložem může příslušný orgán povolit výjimky z emisních limitů pro CO, pokud v povolení provozu současně stanoví emisní limit, vyjádřený jakou průměrnou hodinovou hodnotu nejvýše  $100\text{mg}\cdot\text{m}^{-3}$ .

Znečišťující látka	Emisní limit [mg·m <sup>-3</sup> ]			
	Denní průměr	Půlhodinový průměr		10 minutový průměr
		97%	100%	
T <sub>ZL</sub>	10	10	30	
NO <sub>x</sub>	200	200	400	
SO <sub>2</sub>	50	50	200	
TOC	10	10	20	
HCl	10	10	60	
HF	1	2	4	
CO	50		10	150

Tab. 2-1 Emisní limity pro znečišťující látky zjišťované primárně kontinuálním měřením.

Znečišťující látky	Emisní limit
Cd+Ti a jejich sloučeniny	0,05mg·m <sup>-3</sup>
Hg a její sloučeniny	0,05 mg·m <sup>-3</sup>
Sb+As+Pb+Cr+Co+Cu+Mn+Ni+V a jejich sloučeniny	0,5 mg·m <sup>-3</sup>
PCDD/F	0,1TEQ·m <sup>-3</sup>

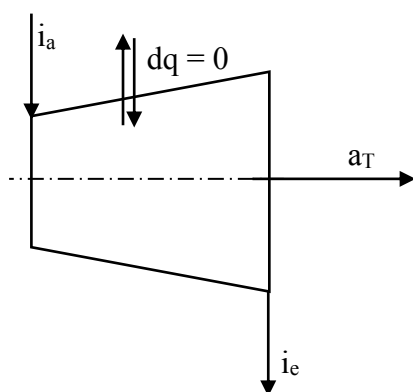
Tab. 2-2 Emisní limity pro znečišťující látky zjišťované primárně jednorázovým měřením.

### 2.3.) Parní turbíny pro spalovnu odpadů

V České Republice se využívá energetického potenciálu komunálního odpadu pouze ve třech městech – Praze, Liberci a Brně. Spaloven průmyslového a zdravotnického odpadu je ČR celkem 31. Je spalován v kotlích s roštovým ohništěm, ve kterých je vyráběna pára vhodná pro využití v parních turbínách. Spalovny jsou převážně situovány v blízkosti těchto měst, proto lze energii páry z turbín využít v zimním období pro jejich vytápění. V letním období není pro tepelnou energii ze spalovny upotřebení, proto se obvykle částečně využívá v nízkotlakové kondenzační části parní turbíny. V případě jednohrádelového provedení turbíny je nutné v zimním období část páry přepouštět přes nízkotlakovou část turbíny do kondenzátoru. V případě dvouhrádelového provedení turbíny lze v zimním období odpojit nízkotlakovou část turbíny včetně zařízení kondenzace.

### 3.) PARNÍ TURBÍNA

Parní turbína je tepelný stroj, náležící do skupiny rotačních lopatkových strojů. Tepelná energie a entalpie proudícího pracovního média je v turbíně transformována na rotační pohyb hřídele stroje. Pracovním médiem je vodní pára. Tato transformace je realizována ve stupni turbíny, který je tvořen statorem a rotorem. Díky adiabatické expanzi páry dochází ke změně hybnosti proudu pracovního média, jenž vyvolává točivý moment. Turbína tak koná práci.



Obr. 3-1 Schéma parní turbíny

Vnitřní práce vykonaná párou při expanzi vychází z 1. zákona termodynamiky pro otevřenou soustavu. Stanoví se dle rovnice 3.2-1.

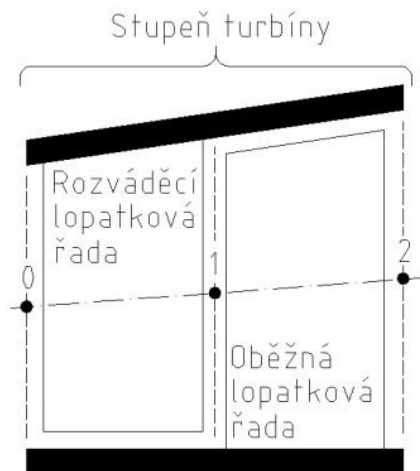
$$i_a + \frac{c_a^2}{2} + q + gh_a = i_e + \frac{c_e^2}{2} + q + gh_e \quad (3-1)$$

Při uvažování uzavřené soustavy se sdílení tepla a potenciální energie proudící látky zanedbává ( $dq=0$ ). Technická práce je pak rovna rozdílu vstupní a výstupní entalpie na turbíně. Celková entalpie je tvořena součtem entalpie a kinetické energie, rovnice 3-2.

$$a_T = \left( i_a + \frac{c_a^2}{2} \right) - \left( i_e + \frac{c_e^2}{2} \right) = i_a - i_e + \frac{c_a^2 - c_e^2}{2} = i_{ac} + i_{ec} \quad (3-2)$$

### 3.1.) Stupeň parní turbíny

Základem každé parní turbíny je její stupeň. Je tvořen dvěma lopatkovými řadami – rozváděcí a oběžnou (stator – rotor). Zjednodušená lopatková řada je znázorněna na Obr. 3-2. Turbína je vždy složena z více stupňů. Parní turbíny vysokých výkonů, tedy i vyšších parních průtoků bývají tvořeny velkým počtem stupňů [MB11] [A12], proto se dělí na více těles. [MB13] [A14] Hlavním faktory jsou však cena, účinnost a počet odběrů páry.



Obr. 3-2 Schéma lopatkové řady

- **Rovnotlaký stupeň**

Rovnotlaký, neboli také akční stupeň, snáší velké tlakové zatížení a entalpické spády. Průtokem páry mezi rozváděcími lopatkami ve tvaru Lavalovy dýzy, dochází k velkému poklesu tlakové složky energie vstupní páry a nárůstu kinetické energie. Na rozváděcích lopatkách dochází k velkým ztrátám třením a vířením. Průchodem páry oběžnými lopatkami již nedochází k expanzi, ale vinou poklesu absolutní rychlosti  $c$  klesá kinetická energie proudu a mění se na mechanickou energii oběžného kola. Stupeň reakce je v ideálním případě 0 ( $\rho=0$ ), což značí, že veškerý entalpický spád zpracuje stator. Ve skutečnosti bývají rovnotlaké stupně mírně přetlakové ( $p_1 > p_2$ ), děje se tak pro zvýšení účinnosti. Kanál rotoru má konstantní průřez.

- **Přetlakový stupeň**

Přetlakový (reakční) stupeň se především využívá u výstupních stupňů parních turbín [MB15] [A16], protože s velkou účinností zpracovává menší entalpické spády. Vyjimkou však nejsou ani turbíny tvořené jen z přetlakových stupňů. Průtokem páry rozváděcími lopatkami klesá tlaková složka entalpie páry, stejnou měrou se zvýší kinetická energie proudu ve statoru. Mezilopatkový kanál má tvar zužující se dýzy. Na oběžných lopatkách stupně tlaková složka entalpie dále klesá a



kinetická energie se mění na mechanickou energii rotoru. Stupeň reakce je v ideálním případě  $\frac{1}{2}$  ( $p=0,5$ ). Statorové i rotorové lopatky mají přibližně stejnou tloušťku a délku. Kvůli eroznímu působení mokré páry na lopatky posledních stupňů jsou vyrobeny z nejdražších materiálů.<sup>[MB17][A18]</sup>

- **Rychlostní (regulační) stupeň**

Rychlostní stupeň (Curtisovo kolo) je speciální aplikací rovnotlakého lopatkování používaný pro zpracování velkého entalpického spádu. Bývá konstruován jako více stupňový – pro zlepšení výstupních parametrů páry ze stupně. Průtokem páry rozváděcími lopatkami ve tvaru Lavalovy dýzy dochází ke značnému poklesu tlakové složky entalpie-energie vstupní páry a současném nárůstu kinetické energie. Při tomto ději dochází k vyšším třecím ztrátám. Průtokem páry prvními rozváděcími lopatkami (R1) nedochází k další expanzi páry, ale díky poklesu absolutních rychlostí klesá kinetická energie a mění se na mechanickou energii věnce oběžného kola 1. Dále pára vstupuje do vratných lopatek, kde se pouze otočí vektor absolutní rychlosti. Při průtoku páry věncem oběžného kola R2 dochází k dalšímu poklesu kinetické energie a její transformaci na mechanickou energii rotoru. Na výstupu z rychlostního stupně (stupňů) následuje volný prostor pro uklidnění proudu.<sup>[MB19][A20]</sup> Ustaluje proud páry při velkých rychlostech. Má menší účinnost než předešlé typy lopatkování.

## 4.) BILANČNÍ NÁVRH

### 4.1.) Popis výpočtu

Cílem práce je návrh jednotělesové turbíny s výkonem 70 MW. Vypracovat výpočet bilančních schémat pro dva různé regenerační ohřevy napájecí vody a návrh průtočné části parní turbíny. První varianta regenerace (A) je s dvěma nízkotlakými ohříváky (dále NTO) a odplynovákem s napájecí nádrží (dále OD). Druhá varianta regenerace (B) s dvěma NTO, s jedním VTO a OD. Následně je třeba zvolit vhodnější z variant a vypracovat její další optimalizaci průtočné části a pevnostní kontrolu navržené turbíny. Na základě těchto dat vypracovat výkres – podélný řez turbínou.

Pro výpočet stavů pracovní látky expandující v turbíně, je použit program „EES – Engineering Equation Solver“. Tento výpočetní software nejen pro řešení soustav rovnic

využívá standartu IAPWS IF-97, který formuluje termodynamické vlastnosti vody a vodní páry. Během výpočtu je určován stav pracovní látky, pomocí stavových veličin. Z nich jsou určovány stavové funkce pracovní látky, které jsou dále využívány ve výpočtech parní turbíny, pomocí odečítání z programu EES.

Výpočet parní turbíny je proveden sestavením výpočetního algoritmu, v programu EES, sestávajícího z příslušných vzorců. Ze vzorců je určen vstupní průtok páry do turbíny. Výpočet parní turbíny je zakončen návrhem průtočné části turbíny. Součástí výpočtu tělesa je výpočet regulačního stupně, který by měl snížit počet stupňů ve stupňové části, které jsou potřeba pro zpracování daného tepelného spádu. Postup výpočtu regulačního stupně a stupňových částí je zpracován dle zdroje [1]. Výsledky výpočtů jsou zpracovány do tabulek. To vede ke zpřehlednění a ke snadné kontrole či opravě dosažených výsledků.

#### 4.1.1.) Zadané hodnoty

Veličina	Značka	Hodnota	jednotka
Elektrický výkon na svorkách generátoru	$P_{el}$	70	MW
Tlak admisní páry	$p_a$	7	Mpa
Teplota admisní páry	$t_a$	430	°C
Teplota odplynění	$t_{odpl}$	$\pm 130$	°C
Tlak na výstupu z NT dílu	$p_e$	0,01	MPa
Otáčky turbíny	$n$	3000	$\text{min}^{-1}$
Teplota napájecí vody	$t_{NV}$	165	°C

Tab. 4-1 Základní zadané hodnoty

#### 4.1.2.) Volené hodnoty

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Teplota chlad. vzduchu na vstupu do kondenzátoru	$t_{chl v}$	30	°C
Ohřátí chladícího vzduchu v kondenzátoru	$\Delta t_{ko, v}$	10	°C
Koncový teplotní rozdíl v kondenzátoru	$\delta t_{ko}$	4	°C
Koncový rozdíl teplot v NTO	$\delta_{NTO}$	4	°C
Koncový rozdíl teplot ve VTO	$\delta_{VTO}$	5	°C
Množství dodatkové vody	$x_d$	0,03	-
Teplota dodatkové vody	$t_d$	50	°C
Merná tepelná kapacita vody	$c_p$	4,187	$\text{kJ/kg}\cdot\text{K}^{-1}$

Tab. 4-2 Základní volené hodnoty

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Účinnost NTO	$\eta_{\text{NTO}}$	99	%
Účinnost OD	$\eta_{\text{OD}}$	99	%
Účinnost VTO	$\eta_{\text{VTO}}$	98	%
Mechanická účinnost	$\eta_{\text{mech}}$	97	%
Účinnost generátoru	$\eta_{\text{gen}}$	99	%

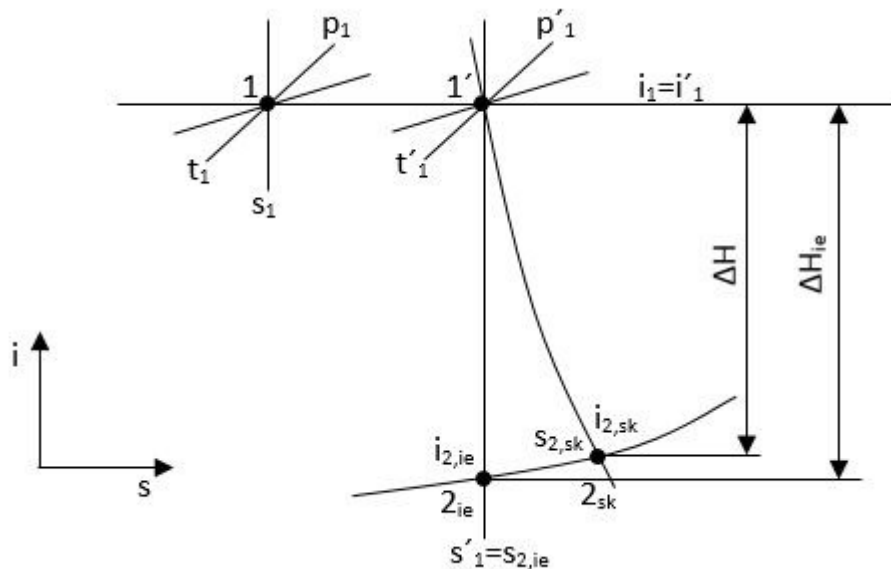
Tab. 4-3 Volené termodynamické účinnosti

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
tlaková ztráta ve spouštěcím ventilu	$\zeta_{\text{RV}}$	3	%
tlaková ztráta v kondenzátoru	$\zeta_{\text{K}}$	5	%
tlaková ztráta v potrubí regeneračního odběru NTO	$\zeta_{\text{NTO}}$	5	%
tlaková ztráta v potrubí regeneračního odběru OD	$\zeta_{\text{OD}}$	10	%
tlaková ztráta v potrubí regeneračního odběru VTO	$\zeta_{\text{VTO}}$	5	%

Tab. 4-4 Volené tlakové ztráty

Volba jednotlivých teplotních rozdílů, termodynamických účinností a tlakových ztrát byla provedena po konzultaci s firmou Doosan Škoda Power s.r.o.

#### 4.2.) Určení parametrů na vstupu a výstupu turbíny



Obr. 4-1 Obecný průběh expanze v turbíně

Při vstupu admisní páry do turbíny vzniká tlaková ztráta způsobená průchodem páry skrz regulační a rozvodné ventily, které se nacházejí mezi hlavní připojovací přírubou a turbínou. Ze zadaných parametrů páry, které mají vstupovat do turbíny přes první

regulační ventil (Tab. 4-5). Regulační ventil sníží vstupní páry tlakovou ztrátou 3% tlak a teplotu páry. Probíhá v něm proces škrcení páry, přičemž je zachována hodnota měrné entalpie páry (dále jen entalpie páry).

Parametry na vstupu do turbíny před škrcením jsou:

Veličina	Hodnota	Jednotka
$p_a$	70	bar
$t_a$	430	°C
$i_a$	3238	kJ/kg

v

- Vstupní parametry páry do turbíny**

Veličina	Hodnota	Jednotka
$p_a'$	67,9	bar
$t_a'$	428,7	°C
$s_a'$	6,577	kJ/kg·K
$i_a'$	3238	kJ/kg

Tab 4-6 Pára na vstup do turbíny za RV

- Výstupní parametry páry z turbíny**

Při určování výstupního tlaku, teploty a entalpie páry z turbíny se vychází z předpokladů izentropické expanze do tlaku kondenzátoru. Při izentropické expanzi se nemění entropie páry, lze tedy jednoduše odečíst hodnotu entalpie na výstupu z turbíny jako funkci výstupního tlaku a entropie.

$$h_{2,ie} = f(p_k; s_{e,ie}) = 2083 \text{ kJ/kg}$$

Kde

$p_k$  - tlak v kondenzátoru [bar]

$s_{e,ie}$  - entropie páry na výstupu z turbíny při izentropické expanzi [kJ/kg·K]

V další fázi určování výstupních parametrů páry z turbíny je již stanovena termodynamická účinnost turbíny. Lze tedy odečíst, i když ne zcela přesně, výstupní entalpii páry. Výsledky této expanze jsou uvedeny v Tab. 4-7. Termodynamická účinnost turbíny je 85% ( $\eta_{TDI}=85\%$ ), byla volena po konzultaci.

Veličina	Hodnota	Jednotka
$p_e$	0,1002	bar
$s_e$	7,157	kJ/kg·K
$i_e$	2256	kJ/kg

Tab. 4-7 Výstupní pára z turbíny

### 4.3.) Další hodnoty pro výpočet bilančního schématu

Odvod kondenzátu z ohříváků je zvolen kaskádový u obou variant. Tlakovým spádem je transportován z VTO do OD a z NTO2 a NTO1 do kondenzátoru. Konstantní poměr absolutních teplot před a za ohřívákem není volen, protože parametry posledního odběru (pro NTO1) by byly v oblasti posledních tří stupňů turbíny, což není konstrukčně řešitelné. Viz. Tab. 4-8.

#### 4.3.1.) Dělbá celkového ohřátí pro regenerační ohříváky - Varianta (A)

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Teplota za NN a OD	$t_{OD}$		°C
Teplota za NTO2	$t_{NTO2}$		°C
Teplota za NTO1	$t_{NTO1}$		°C
Teplota za kondenzátorem	$t_K$		°C

Tab. 4-8 Dělbá celkového ohřátí pro ohříváky (A)

#### 4.3.2.) Dělbá celkového ohřátí pro regenerační ohříváky - Varianta (B)

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Teplota za VTO	$t_{VTO}$		°C
Teplota za NN a OD	$t_{OD}$		°C
Teplota za NTO2	$t_{NTO2}$		°C
Teplota za NTO1	$t_{NTO1}$		°C
Teplota za kondenzátorem	$t_K$		°C

Tab. 4-9 Dělbá celkového ohřátí pro ohříváky (B)

### 4.4.) Regenerační schéma – Varianta (A)

V následující podkapitole je proveden výpočet základních stavových parametrů páry a to tlaku, teploty a entalpie. Tyto parametry informují o stavu páry a také jsou nezbytné pro určení hmotnostních průtoků v celém bilančním schématu.

- **Kondenzátor**

Pára pod mezí sytosti v kondenzátoru zcela zkondenzuje a pokračuje dále do systému. Použité hodnoty vychází z Tab.4-2 a 4-4.

Teplota chladícího vzduchu na výstupu z kondenzátoru

$$t_{chlv,výst} = t_{chlv} + \Delta t_{ko,v} = 30 + 10 = 40 [^{\circ}C] \quad (4.4-1)$$

$$\text{Kondenzační teplota } t_k' = f(x = 0; p_e) = 45,81 [^{\circ}C] \quad (4.4-2)$$

$$\text{Entalpie na výstupu z kondenzátoru } i_k = f(p_k; i_k) = 191,8 \left[\frac{kJ}{kg}\right] \quad (4.4-3)$$

Teplota napájecí vody na výstupu z kondenzátoru za kondenzačním čerpadlem

$$t_k = t_k' + \Delta t_{k\check{c}} = 45,81 + 2,5 = 48,31 [^{\circ}C] \quad (4.4-4)$$

- **Regenerační ohřívák NTO1**

Teplota kondenzátu na výstupu z NTO1

$$t_{NTO1,out} = t_k + \Delta t_{NTO1} = 48,31 + 36 = 84,31 [^{\circ}C] \quad (4.4-5)$$

Teplota páry na vstupu do NTO1

$$t_{NTO1} = t_{NTO1,out} + \zeta_{NTO} = 84,31 + 4 = 88,31 [^{\circ}C] \quad (4.4-6)$$

Tlak páry na vstupu do NTO1

$$p_{NTO1} = f(p_{sat}; t_{NTO1}) = 0,658 [bar] \quad (4.4-7)$$

$$\text{Tlak páry v místě odběru } P_3 = 1,05 \cdot p_{NTO,1} = 0,691 [bar] \quad (4.4-8)$$

$$\text{Teplota páry v místě odběru } T_3 = f(t_{sat}; p_3) = 89,58 [^{\circ}C] \quad (4.4-9)$$

Entalpie v místě odběru při izoentropické expanzi

$$i_{3,ie} = f(p_3; s_a') = 2323 \left[\frac{kJ}{kg}\right] \quad (4.4-10)$$

Skutečná entalpie v místě odběru, se určí pomocí termodynamické účinnosti turbíny (Kap. 4.2.), hodnot vstupní entalpie (Tab. 4-6), entalpie v rovnici 4.4-10.

$$\eta_{TDI} = \frac{i_a' - i_3}{i_a' - i_{3,ie}} \rightarrow h_3 = 2460 \left[\frac{kJ}{kg}\right] \quad (4.4-11)$$

Entalpie kondenzátu na výstupu z NTO1

$$i_{NTO1,out} = f(t_{NTO1,out}; x = 0) = 351,1 \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (4.4-12)$$

Teplota vratného kondenzátu do kondenzátoru

$$t'_{k1} = t_k + \varsigma_{NTO} = 48,31 + 4 = 52,31 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.4-13)$$

$$\text{Entalpie vratného kondenzátu } i'_{k1} = f(t'_{k1}; x = 0) = 219 \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (4.4-14)$$

- **Regenerační ohřívák NTO2**

Při návrhu ohříváku NTO2 je použit stejný princip jako u předchozího ohříváku. Vstupní teplota na NTO2 je o  $\Delta t_{NTO2}$  větší než u NTO1.

Teplota kondenzátu na vstupu do NTO2

$$t_{NTO2,out} = t_{NTO1,out} + \Delta t_{NTO2} = 84,31 + 22 = 106,31 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.4-15)$$

Teplota páry na výstupu z NTO2

$$t_{NTO2} = t_{NTO2,out} + \varsigma_{NTO} = 106,31 + 4 = 110,31 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.4-16)$$

Tlak páry na vstupu do NTO2

$$p_{NTO2} = f(p_{sat}; t_{NTO2}) = 1,65 \text{ [bar]} \quad (4.4-17)$$

$$\text{Tlak páry v místě odběru } P_2 = 1,05 \cdot p_{NTO,2} = 1,74 \text{ [bar]} \quad (4.4-18)$$

$$\text{Teplota páry v odběru } T_2 = f(t_{sat}; p_2) = 115,8 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.4-19)$$

Entalpie v místě odběru při izoentropické expanzi

$$i_{2,ie} = f(p_2; s_a') = 2460 \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (4.4-20)$$

Skutečná entalpie v místě odběru, se určí pomocí termodynamické účinnosti turbíny (Kap. 4.2.), hodnot vstupní entalpie (Tab. 4-6), entalpie v rovnici 4.4-20.

$$\eta_{TDI} = \frac{i_a' - i_2}{i_a' - i_{2,ie}} \rightarrow h_2 = 2577 \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (4.4-21)$$

Entalpie kondenzátu na výstupu z NTO2

$$i'_{NTO2,out} = f(t_{NTO2,out}; x = 0) = 445,8 \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (4.4-22)$$

Teplota vratného kondenzátu do NTO1

$$t'_{k2} = t_{NTO1,out} + \zeta_{NTO} = 84,31 + 4 = 88,31 [^{\circ}C] \quad (4.4-23)$$

$$\text{Entalpie vratného kondenzátu } i'_{k2} = f(t'_{k1}; x = 0) = 369,9 \left[\frac{kJ}{kg}\right] \quad (4.4-24)$$

- **Odplyňovák s napájecí nádrží**

Výpočet odplyňováku vychází ze zadané teploty odplynění  $t_{OD}=130 [^{\circ}C]$ .

$$\text{Teplota odplynění } t_{OD} = t_{NTO2,out} + \Delta t_{OD} = 106,31 + 24 = 130,31 [^{\circ}C] \quad (4.4-25)$$

$$\text{Tlak v OD } p_{OD} = f(p_{sat}; t_{OD}) = 2,73 [bar] \quad (4.4-26)$$

$$\text{Tlak páry v odběru } P_1 = 1,1 \cdot p_{OD} = 3 [bar] \quad (4.4-27)$$

$$\text{Teplota páry v místě odběru } T_1 = f(t_{sat}; P_1) = 133,5 [^{\circ}C] \quad (4.4-28)$$

Entalpie v místě odběru při izoentropické expanzi

$$i_{1,ie} = f(P_1; s_a') = 2540 \left[\frac{kJ}{kg}\right] \quad (4.4-29)$$

Skutečná entalpie v místě odběru, se určí pomocí termodynamické účinnosti turbíny (Kap. 4.2.), hodnot vstupní entalpie (Tab. 4-6), entalpie v rovnici 4.4-29.

$$\eta_{TDI} = \frac{i_a' - i_1}{i_a' - i_{1,ie}} \rightarrow i_1 = 2645 \left[\frac{kJ}{kg}\right] \quad (4.4-30)$$

Entalpie napájecí vody na výstupu z odplyňováku před napájecím čerpadlem.

$$i'_{nv} = f(t_{OD}; x = 0) = 547,7 \left[\frac{kJ}{kg}\right] \quad (4.4-31)$$

Teplota napájecí vody na výstupu z odplyňováku z NČ

$$t_{nv} =$$

$$t_{OD} + \Delta t_{NČ} = 130,1 + 2,5 = 132,6 [^{\circ}C] \quad (4.4-32)$$

Entalpie napájecí vody na výstupu z odplyňováku za NČ

$$i_{nv} = (t_{OD}; x = 0) = 558,4 \left[\frac{kJ}{kg}\right] \quad (4.4-33)$$

#### 4.4.1.) **Bilance ohříváků (A)**

Výpočtem tepelné bilance ohříváků je určení poměrného množství odebírané páry pro daný ohřívák k celkovému admisnímu množství páry do turbíny. Vzorce vychází z [1].



Použité účinnosti ohříváků jsou v Tab. 4-3 na str. 20. Do systému je dále zavedena chemicky upravená dodatková voda, která nahrazuje netěsnosti v celém systému. Její hodnoty jsou uvedeny v Tab. 4-2 na str. 20.

- ODPLYŇOVÁK

$$Y_{OD} = \frac{(i_{nv} - i_{NTO2,out}) + y_D [c_p(t_{nv} - t_D)]}{(i_1 - i_{nv}) \cdot \eta_{OD}} = 0,05645 \quad (4.4.1-1)$$

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Entalpie NV za odplyňovákem	$\dot{i}_{nv}$	558,4	kJ/kg
Entalpie kondenzátu před odplyňovákem	$\dot{i}_{NTO2, out}$	445,8	kJ/kg
Entalpie páry v místě odběru	$\dot{i}_1$	2645	kJ/kg

Tab. 4-9 tepelná bilance OD (A)

- NTO2

$$Y_{NTO2} = \frac{(1 - Y_{OD}) \cdot (\dot{i}_{NTO2,out} - \dot{i}_{NTO1,out})}{(\dot{i}_2 - \dot{i}'_k) \cdot \eta_{NTO}} = 0,04003 \quad (4.4.1-2)$$

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Entalpie kondenzátu před ohřívákem	$\dot{i}_{NTO1,out}$	353,1	kJ/kg
Entalpie kondenzátu za ohřívákem	$\dot{i}_{NTO2,out}$	445,8	kJ/kg
Entalpie páry v místě odběru	$\dot{i}_2$	2577	kJ/kg
Entalpie páry po kondenzaci	$\dot{i}'_{k2}$	369,9	kJ/kg

Tab. 4-10 tepelná bilance NTO2 (A)

- NTO1

$$Y_{NTO1} = \frac{(1 - Y_{OD}) \cdot (\dot{i}_{NTO1,out} - \dot{i}_K)}{[(\dot{i}_3 - \dot{i}'_{k1}) - (\dot{i}_{k2} - \dot{i}_K)] \cdot \eta_{NTO}} = 0,06589 \quad (4.4.1-3)$$

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Entalpie kondenzátu před ohřívákem	$\dot{i}_{NTO1,out}$	353,1	kJ/kg
Entalpie kondenzátu za ohřívákem	$\dot{i}_{NTO2,out}$	445,8	kJ/kg
Entalpie páry v místě odběru	$\dot{i}_3$	2460	kJ/kg
Entalpie páry po kondenzaci	$\dot{i}'_{k1}$	219	kJ/kg

Tab. 4-11 tepelná bilance NTO1 (A)

#### 4.4.2.) Množství vstupní páry (A)

Při výpočtu vstupního množství páry se vychází z výkonu na svorkách generátoru. Z toho plyne nutnost dosažení vyššího vnitřního výkonu o ztráty v generátoru a mechanické (Tab. 4-3). Použité entalpie a množství odebírané páry jsou z Tab. 4-6,7,9,10,11.

$$\eta_c = \eta_{mech} \cdot \eta_{gen} = 0,9603 \quad (4.4.2-1)$$

$$\dot{m}_{ap} = \frac{P_{sv}}{\left[ (i_a' - i_1) + (1 - Y_{OD}) \cdot (i_1 - i_2) + (1 - Y_{OD} - Y_{NTO2}) \cdot (i_2 - i_3) \right] + (1 - Y_{OD} - Y_{NTO2} - Y_{NTO1}) \cdot (i_3 - i_e)} \cdot \eta_c$$

$$\dot{m}_{ap} = 76,43 [kg \cdot s^{-1}] \quad (4.4.6-2)$$

#### 4.4.3.) Množství páry pro jednotlivé ohříváky (A)

Množství páry pro jednotlivé ohříváky je násobkem poměrného čísla (Y), které určuje množství množství páry a vstupního množství páry. Výsledky uvedeny v Tab. 4-12.

$$\dot{m}_i = \dot{m}_{ap} \cdot Y_i \quad (4.4.3-1)$$

Veličina	Značka	Y	m	Jednotka
Průtok vstupní páry	$\dot{m}_{ap}$	-	76,43	kg/s
Odběr páry pro OD	$\dot{m}_{OD}$	0,05646	4,315	kg/s
Odběr páry pro NTO2	$\dot{m}_{NTO2}$	0,4003	3,06	kg/s
Odběr páry pro NTO1	$\dot{m}_{NTO1}$	0,6589	5,036	kg/s
Průtok výstupní páry	$\dot{m}_{ep}$	-	63,77	kg/s

Tab. 4-12 Průtok páry v odběrech (A)

#### 4.4.4.) Technický výkon turbíny (A)

Technickým výkonem turbíny je výkon, který musí turbína předat generátoru, aby pokryla všechny ztráty a na svorkách generátoru. Při výpočtu výkonu je nutno uvažovat všechny odběry páry. Entalpie jsou brány z Tab4-6,7,9,10,11,12.

$$P_T = i_a' \cdot \dot{m}_{ap} - i_1 \cdot \dot{m}_{OD} - i_2 \cdot \dot{m}_{NTO2} - i_3 \cdot \dot{m}_{NTO3} - i_{ep} \cdot \dot{m}_{ep} = 72\,149 \text{ kW}$$

#### 4.4.6.) Navýšení entalpického spádu vlivem Reheat faktoru (A)

Reheat faktor (součinitel zpětného využití ztrát) uvažuje vliv zpětného ohřátí páry od komponentů turbíny, které mají akumulovanou energii z provozu, a tedy zpomalují ztrátu parametrů páry.

$$RF = \frac{i_a' - i_{nv}}{P_{sv}} = \frac{3238 - 549,8}{70\,000} = 0,03828 [-] \quad (4.4.6-1)$$

Celkový entalpický spád turbíny tedy bude:

$$RF = (1 + RF) \cdot (i_a' - i_e) = 1,03828 \cdot (3238 - 2256) = 1019 \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (4.4.6-2)$$

#### 4.4.7.) Heat rate (A)

Heat reate (měrná spotřeba tepla) je měřítkem účinnosti systému parní turbíny a její regenerace.

$$HR = \frac{3,6 \cdot \dot{m}_{ap} \cdot (i_a' - i_{nv})}{\frac{P_{sv}}{1000}} = \frac{3,6 \cdot 79,34 \cdot (3238 - 558,4)}{\frac{70\,0000}{1\,000}} = 10\,532 \left[ \frac{kJ}{kWh} \right]$$

#### 4.5.) Regenerační schéma – Varianta (B)

Postup výpočtu je stejný jako u varianty (A). Alternativní varianta (B) je navržena s jedním VTO, OD s napájecí nádrží a dvěma NTO a teplotou napájecí vody 165°C.

- **Kondenzátor**

Použité hodnoty vychází z Tab. 4-2 a 4-4.

Teplota chladícího vzduchu na výstupu z kondenzátoru

$$t_{chlv,výst} = t_{chlv} + \Delta t_{ko,v} = 30 + 10 = 40 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.5-1)$$

$$\text{Kondenzační teplota } t_k = f(x_{kon}; p_{kon}) = 45,81 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.5-2)$$

$$\text{Entalpie na výstupu z kondenzátoru } i_k = f(p_k; i_k) = 191,8 \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (4.5-3)$$

Teplota napájecí vody na výstupu z kondenzátoru za kondenzačním čerpadlem

$$t_{nv} = t_k' + \Delta t_{K\check{C}} = 45,81 + 2,5 = 48,31 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.5-4)$$

- **Regenerační ohřívák NTO1**

Teplota kondenzátu na vstupu do NTO1

$$t_{NTO1,out} = t_k + \Delta t_{NTO1} = 48,31 + 36 = 84,31 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.5-5)$$

Teplota páry na výstupu z NTO1

$$t_{NTO1} = t_{NTO1,out} + \zeta_{NTO} = 84,31 + 4 = 88,31 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.5-6)$$

Tlak páry na vstupu do NTO1

$$p_{NTO1} = f(p_{sat}; t_{NTO1}) = 0,658 \text{ [bar]} \quad (4.5-7)$$

$$\text{Tlak páry v místě odběru } P_4 = 1,05 \cdot p_{NTO,1} = 0,691 \text{ [bar]} \quad (4.5-8)$$

$$\text{Teplota páry v místě odběru } T_4 = f(t_{sat}; p_4) = 89,58 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.5-9)$$

Entalpie v místě odběru při izoentropické expanzi

$$i_{4,ie} = f(p_4; s_a) = 2323 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (4.5-10)$$

Skutečná entalpie v místě odběru, se určí pomocí termodynamické účinnosti turbíny (Kap. 4.2.), hodnot vstupní entalpie (Tab. 4-6) a entalpie v místě odběru při ie expanzi v rovnici 4.5-10.

$$\eta_{TDI} = \frac{i_a' - i_4}{i_a' - i_{4,ie}} \rightarrow i_4 = 2460 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (4.5-11)$$

Entalpie kondenzátu na výstupu z NTO1

$$i_{NTO1,out} = f(t_{NTO1,out}; x = 0) = 353,1 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (4.5-12)$$

Teplota vratného kondenzátu do kondenzátoru

$$t'_{k1} = t_k + \zeta_{NTO} = 45,81 + 4 = 52,31 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.5-13)$$

$$\text{Entalpie vratného kondenzátu } i'_{k1} = f(t'_{k1}; x = 0) = 219 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (4.5-14)$$

#### • Regenerační ohřívák NTO2

Při návrhu ohříváku NTO2 je použit stejný princip jako u předchozího ohříváku. Vstupní teplota do NTO2 se zvětší o  $\Delta t_{NTO2}$ .

Teplota kondenzátu na vstupu z NTO2

$$t_{NTO2,out} = t_{NTO1,out} + \Delta t_{NTO2} = 84,31 + 21,5 = 105,81 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.5-15)$$

Teplota páry na výstupu z NTO2

$$t_{NTO2} = t_{NTO2,out} + \zeta_{NTO} = 105,81 + 4 = 109,81 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.5-16)$$

Tlak páry na vstupu do NTO2

$$p_{NTO2} = f(p_{sat}; t_{NTO2}) = 1,63 \text{ [bar]} \quad (4.5-17)$$

$$\text{Tlak páry v místě odběru } P_3 = 1,05 \cdot p_{NTO,2} = 1,71 \text{ [bar]} \quad (4.5-18)$$

$$\text{Teplota páry v místě odběru } T_3 = f(t_{sat}; p_3) = 115,3 \text{ } [^{\circ}\text{C}] \quad (4.5-19)$$

Entalpie v odběru při izoentropické expanzi

$$i_{3,ie} = f(p_3; s_a') = 2457 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (4.5-20)$$

Skutečná entalpie v místě odběru, se určí pomocí termodynamické účinnosti turbíny (Kap. 4.2.), hodnot vstupní entalpie (Tab. 4-6), entalpie v rovnici 4.5-20.

$$\eta_{TDI} = \frac{i_a' - i_3}{i_a' - i_{3,ie}} \rightarrow i_3 = 2574 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (4.5-21)$$

Entalpie kondenzátu na výstupu z NTO2

$$i_{NTO2,out} = f(t_{NTO2,out}; x = 0) = 443,7 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (4.5-22)$$

Teplota vratného kondenzátu do NTO1

$$t'_{k2} = t_{NTO2,out} + \zeta_{NTO} = 84,31 + 4 = 88,31 \text{ } [^{\circ}\text{C}] \quad (4.5-23)$$

$$\text{Entalpie vratného kondenzátu } i'_{k2} = f(t'_{k2}; x = 0) = 369,9 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (4.5-24)$$

- **Odplyňovák s napájecí nádrží**

Výpočet odplyňováku vychází ze zadané teploty odplynění  $t_{OD}=130^{\circ}\text{C}$ .

$$\text{Teplota odplynění } t_{OD} = t_{NTO2,out} + \Delta t_{OD} = 105,8 + 25 = 130,8 \text{ } [^{\circ}\text{C}] \quad (4.5-25)$$

$$\text{Tlak v OD } p_{OD} = f(p_{sat}; t_{OD}) = 2,77 \text{ } [bar] \quad (4.5-26)$$

$$\text{Tlak páry v místě odběru } P_2 = 1,1 \cdot p_{OD} = 3,05 \text{ } [bar] \quad (4.5-27)$$

$$\text{Teplota páry v místě odběru } T_2 = f(t_{sat}; P_2) = 134 \text{ } [^{\circ}\text{C}] \quad (4.5-28)$$

Entalpie v místě odběru při izoentropické expanzi

$$i_{2,ie} = f(P_2; s_a') = 2543 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (4.5-29)$$

Skutečná entalpie v místě odběru, se určí pomocí termodynamické účinnosti turbíny (Kap. 4.2.), hodnot vstupní entalpie (Tab. 4-6), entalpie v rovnici 4.5-29.

$$\eta_{TDI} = \frac{i_a' - i_2}{i_a' - i_{2,ie}} \rightarrow i_2 = 2647 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (4.5-$$

30)

Entalpie napájecí vody na výstupu z odplynováku před NČ

$$i'_{nv} = f(t_{OD}; x = 0) = 549,8 \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (4.5-31)$$

Teplota napájecí vody na výstupu z odplynováku za NČ

$$t_{nv1}' = t_{OD} + \Delta t_{NČ} = 130,8 + 2,5 = 133,3 \text{ [} ^\circ\text{C]} \quad (4.5-32)$$

Entalpie napájecí vody na výstupu z odplynováku za NČ

$$i_{nv1} = (t_{OD}; x = 0) = 560,5 \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (4.5-33)$$

- **Regenerační ohřívák VTO**

Teplota VTO, pomocná

$$t_{VTO}' = t_{nv1} + \Delta t_{VTO} + \varsigma_{VTO} = 133,3 + 32,5 + 5 = 170,8 \text{ [} ^\circ\text{C]} \quad (4.5-34)$$

Tlak ve VTO

$$p_{VTO} = f(t_{VTO}'; P_{sat}) = 8,08 \text{ [bar]} \quad (4.5-35)$$

Tlak páry v místě odběru

$$P_1 = 1,05 \cdot p_{VTO} = 8,49 \text{ [bar]} \quad (4.5-36)$$

Entalpie v místě odběru při izoentropické expanzi

$$i_{1,ie} = f(P_1; s_a') = 2733 \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (4.5-37)$$

Skutečná entalpie v místě odběru, se určí pomocí termodynamické účinnosti turbíny (Kap. 4.2.), hodnot vstupní entalpie (Tab. 4-6), entalpie v rovnici 4.5-37.

$$\eta_{TDI} = \frac{i_a' - i_1}{i_a' - i_{1,ie}} \rightarrow i_1 = 2808 \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (4.5-38)$$

Teplota VTO

$$t_{VTO} = f(i_1; P_{VTO}) = 186,8 \text{ [} ^\circ\text{C]} \quad (4.5-39)$$

Teplota napájecí vody na výstupu VTO

$$t_{nv2}' = t_{nv1} + \Delta t_{VTO} = 133,3 + 32,5 = 165,5 \text{ [} ^\circ\text{C]} \quad (4.5-40)$$

Entalpie napájecí vody na výstupu VTO

$$i_{nv2}' = f(t_{nv2}'; x = 0) = 700,8 \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (4.5-41)$$

Teplota vratné napájecí vody

$$t_{nv2}' = t_{nv1} + \zeta t_{VTO} = 133,3 + 5 = 138,3 [^{\circ}C] \quad (4.5-44)$$

Entalpie vratné napájecí vody

$$i_{nv2}' = f(t_{nv2}'; x = 0) = 581,9 \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (4.5-45)$$

#### 4.5.1.) Bilance ohříváků

Výpočtem tepelné bilance ohříváků je určení poměrného množství odebírané páry pro daný ohřívák k celkovému admisnímu množství páry do turbíny. Vzorce vychází z [1]. Použité účinnosti ohříváků jsou v Tab. 4-3 na str. 20. Do systému je dále zavedena chemicky upravená dodatková voda, která nahrazuje netěsnosti v celém systému. Její parametry jsou uvedeny v Tab. 4-2 na str. 20.

- VTO

$$Y_{VTO} = \frac{(1+y_D) \cdot (i_{nv2} - i_{nv1})}{(i_1 - i_{nv2}') \cdot \eta_{OD}} = 0,06621 \quad (4.5.1-1)$$

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Entalpie NV za VTO	$i_{nv2}$	700,8	kJ/kg
Entalpie NV před VTO	$i_{nv1}$	560,5	kJ/kg
Entalpie v místě odběru	$i_1$	2808	kJ/kg
Entalpie vratné napájecí vody	$i_{nv2}'$	581,9	kJ/kg

Tab. 4-13 tepelná bilance VTO(B)

- ODPLYŇOVÁK

$$Y_{OD} = \frac{(1-Y_{VTO}) \cdot (i_{nv1} - i_{NTO2,out}) + y_D \cdot [c_p(t_{nv1} - t_D)]}{(1-Y_{VTO})(i_2 - i_{nv1}') \cdot \eta_{OD}} = 0,0491 \quad (4.5.1-2)$$

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Entalpie NV za odplynovákem	$i_{nv1}$	560,5	kJ/kg
Entalpie K před odplynovákem	$i_{NTO2, out}$	443,7	kJ/kg
Entalpie páry v místě odběru	$i_2$	2647	kJ/kg

Tab. 4-14 tepelná bilance OD (B)

- NTO2

$$Y_{NTO2} = \frac{(1-Y_{OD}-Y_{VTO}) \cdot (i_{NTO2,out} - i_{NTO1,out})}{(i_3 - i_k') \cdot \eta_{NTO}} = 0,03672 \quad (4.5.1-3)$$

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Entalpie K před ohřívákem	$\dot{i}_{NTO1,out}$	353,1	kJ/kg
Entalpie K za ohřívákem	$\dot{i}_{NTO2,out}$	443,7	kJ/kg
Entalpie páry v místě odběru	$\dot{i}_3$	2537	kJ/kg
Entalpie vratného kondenzátu	$\dot{i}'_{k2}$	369,9	kJ/kg

Tab. 4-15 tepelná bilance NTO2 (B)

- NTO1

$$Y_{NTO1} = \frac{(1-Y_{OD}-Y_{VTO}) \cdot (\dot{i}_{NTO1,out} - \dot{i}_K)}{[(\dot{i}_4 - \dot{i}'_{k1}) - (\dot{i}_{k2} - \dot{i}_K)] \cdot \eta_{NTO}} = 0,06184 \quad (4.5.1-4)$$

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Entalpie K před ohřívákem	$\dot{i}_K$	191,8	kJ/kg
Entalpie K za ohřívákem	$\dot{i}_{NTO1,out}$	353,1	kJ/kg
Entalpie páry v místě odběru	$\dot{i}_4$	2460	kJ/kg
Entalpie vratného kondenzátu	$\dot{i}'_{k1}$	219	kJ/kg

Tab. 4-16 tepelná bilance NTO1 (B)

#### 4.5.2.) Množství páry na vstup do turbíny

Při výpočtu vstupního množství páry se vychází z výkonu na svorkách generátoru. Z toho plyne nutnost dosažení vyššího vnitřního výkonu o ztráty v generátoru a mechanické (Tab. 4-3). Použité entalpie a množství odebírané páry jsou z Tab. 4-6, 7, 13, 14, 15, 16.

$$\eta_c = \eta_{mech} \cdot \eta_{gen} = 0,9603 \quad (4.5.2-1)$$

$\dot{m}_{ap}$

$$= \frac{P_{sv}}{\left[ (\dot{i}_a' - \dot{i}_1) + (1 - Y_{VTO}) \cdot (\dot{i}_1 - \dot{i}_2) + (1 - Y_{OD}) \cdot (\dot{i}_2 - \dot{i}_3) + (1 - Y_{VTO} - Y_{OD} - Y_{NTO2}) \cdot (\dot{i}_3 - \dot{i}_4) \right] + (1 - Y_{VTO} - Y_{OD} - Y_{NTO2} - Y_{NTO1}) \cdot (\dot{i}_4 - \dot{i}_e)} \cdot \eta_c$$

$$\dot{m}_{ap} = 79,13 [kg \cdot s^{-1}] \quad (4.5.6-2)$$

#### 4.5.3.) Množství páry pro jednotlivé ohříváky

Množství páry pro jednotlivé ohříváky je násobkem poměrného čísla (Y), které určuje množství množství páry a vstupního množství páry. Výsledky uvedeny v Tab. 4-12.



$$\dot{m}_i = \dot{m}_{ap} \cdot Y_i \quad (4.5.3-1)$$

Veličina	Značka	Y	$\dot{m}$	Jednotka
Průtok vstupní páry	$\dot{m}_{ap}$	-	76,34	kg/s
Odběr páry pro VTO	$\dot{m}_{VTO}$	0,06621	5,239	kg/s
Odběr páry pro OD	$\dot{m}_{OD}$	0,0491	3,886	kg/s
Odběr páry pro NTO2	$\dot{m}_{NTO2}$	0,03672	2,906	kg/s
Odběr páry pro NTO1	$\dot{m}_{NTO1}$	0,06184	4,893	kg/s
Průtok výstupní páry	$\dot{m}_{ep}$	-	62,21	kg/s

Tab. 4-17 Průtok páry v odběrech (B)

#### 4.5.4.) Technický výkon turbíny

Při výpočtu výkonu je nutno uvažovat všechny odběry páry. Entalpie jsou brány z Tab 4-13, 14, 15, 16, 17.

$$P_T = i_a' \cdot \dot{m}_{ap} - i_1 \cdot \dot{m}_{VTO} - i_2 \cdot \dot{m}_{OD} - i_3 \cdot \dot{m}_{NTO2} - i_4 \cdot \dot{m}_{NTO3} - i_{ep} \cdot \dot{m}_{ep}$$

$$P_T = 76\,243 \text{ [kW]} \quad (4.5.4-1)$$

#### 4.5.6.) Navýšení entalpického spádu vlivem Reheat faktoru (A)

$$RF = \frac{i_a' - i_{nv2}}{P_{sv}} = \frac{3238 - 700,8}{70\,000} = 0,03624 \text{ [-]} \quad (4.5.6-1)$$

Celkový entalpický spád turbíny tedy bude:

$$RF = (1 + RF) \cdot (i_a' - i_e) = 1,03624 \cdot (3238 - 2256) = 1017 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (4.5.6-2)$$

#### 4.5.7.) Heat rate (A)

$$HR = \frac{3,6 \cdot \dot{m}_{ap} \cdot (i_a' - i_{nv2})}{\frac{P_{sv}}{1000}} = \frac{3,6 \cdot 79,4 \cdot (3238 - 700,8)}{\frac{70\,000}{1\,000}} = 10\,325 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kWh}} \right]$$

### 4.6.) Zhodnocení variant (A), (B) a výběr

Z uvedených výsledků vyplývá, že pro variantu (B) je nutnost přivést větší množství páry. Bude také dražší, ale oproti variantě (A) má nižší měrnou spotřebu tepla. Po konzultaci s Doosan Škoda Power volím pro návrh turbíny variantu regenerace (B).

## 5.) NÁVRH PRŮTOČNÉ ČÁSTI

V návrhu průtočné části se bude vytvářet lopatkový plán, který plynule urychluje proud páry a transformuje její tepelnou energii a entalpii na kinetickou energii rotoru. Z lopatkového plánu vyplyne počet stupňů a jejich parametry. Pro výpočet lopatkové mříže je využit software Turbina Delphi.

Tento program umožňuje na základě vypočtených hodnot parametrů bilančního schématu a volených parametrů, kterými jsou vstupní úhel do rozváděcí lopatky  $\alpha_1$  [°], střední průměr  $D_s$  [m] a poměr rychlostí  $u/c_0$  [-], vypočítat všechny potřebné údaje o jednotlivých stupních, ze kterých je průtočná část složena. Výpočet je iterační.

- Zadané parametry**

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Průtok vstupní páry	$\dot{m}_{ap}$	79,85	kg/s
Tlak páry na vstupu do turbíny	$p_1$	6,79	Mpa
Teplota páry na vstupu do turbíny	$t_1$	428,9	°C
Průtok výstupní páry	$\dot{m}_{ep}$	62,066	kg/s
Teplota páry na výstupu z turbíny	$p_2$	0,01	MPa

Tab 5-1 Parametry bilančního schématu

- Parametry lopatkové mříže**

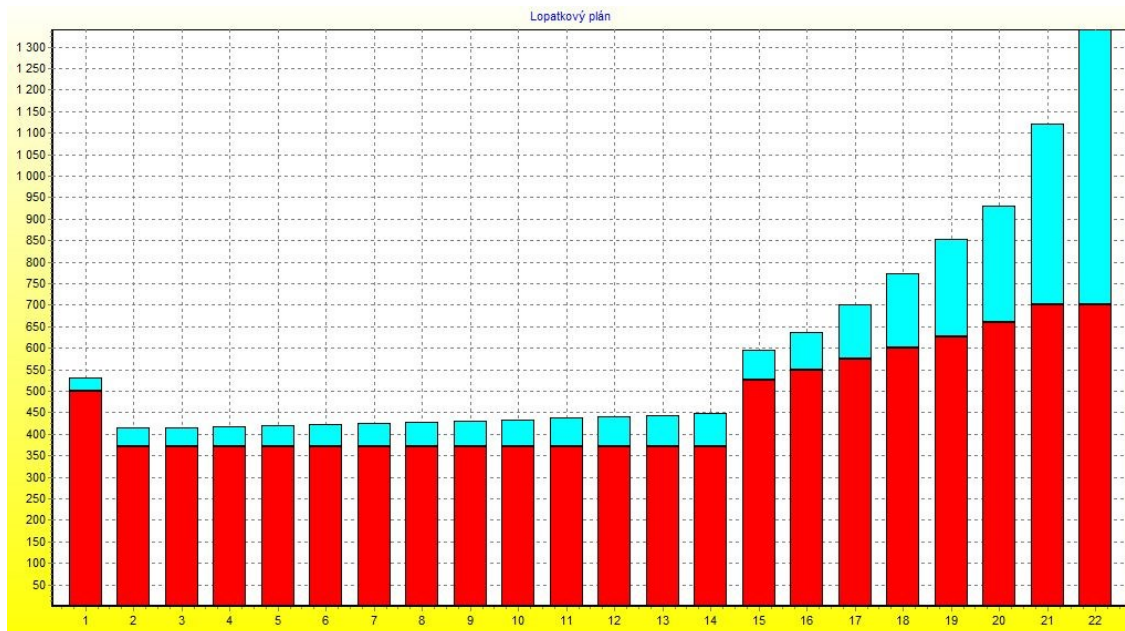
Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Otáčky rotoru	$n$	3000	$\text{min}^{-1}$
Rychlostní poměr	$u/c_0$	0,439	-
Střední průměr	$D_s$	1,03	m
Patní průměr	$D_p$	1	m
Vstupní úhel do rozváděcí lopatky	$\alpha_1$	13,4	°
Parciálnost	$\varepsilon$	0,5757	-

Tab 5-2 Parametry lopatkové mříže

### 5.1) Průtočná část

Samotný výpočet průtočné části byl prováděn změnami volených parametrů a to především rychlostního poměru  $u/c_0$  a středního průměru  $D_s$ , dokud nebylo dosaženo maximální vlastní účinnosti stupně při dodržení okrajových podmínek a ostatních požadavků, kterými jsou tlaky na koncích expanze páry v jednotlivých dílech turbíny a tlaky v odběrech pro vysokotlakou a nízkotlakou regeneraci, které byly určeny při výpočtu bilančního schématu v předcházející kapitole. Dalším parametrem byly rozměry

posledního stupně turbíny, které byly zadány konzultantem z firmy Doosan Škoda Power a to patní průměr  $D_p = 1,4$  [m] a délkou poslední lopatky  $L_p = 0,64$  [m]. Výsledným lopatkovým plánem je dvacetí dvou stupňová koncepce. V Tab 5-3 je uvedeno pouze prvních osm stupňů, celé znění tabulky je v Příloze 1.



Obr 5-1 Lopatkový plán

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7
M[kg/s]	78,95	78,95	78,95	78,95	78,95	78,95	78,95
i1[kJ/kg]	3238,401	3186,811	3157,317	3128,113	3099,206	3070,61	3042,223
s1[kJ/kgC]	6,5782	6,6025	6,6098	6,617	6,6241	6,6312	6,6381
t1[°C]	428,9	398,5908	382,0312	365,7078	349,6115	333,7222	317,9382
p1[MPa]	6,79	5,3731	4,7598	4,2123	3,7236	3,2879	2,8988
x1[-]	-	-	-	-	-	-	-
Ds[m]	1,03	0,784	0,786	0,788	0,79	0,793	0,795
Dp[m]	1	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74
His[kJ/kg]	67,9134	34,3278	33,8519	33,3881	32,9224	32,5507	32,1202
u[m/s]	161,792	123,1504	123,4646	123,7788	124,0929	124,5641	124,8783
c0[m/s]	368,5467	262,0222	260,1993	258,4108	256,6024	255,1498	253,4571
u/c0[-]	0,439	0,47	0,4745	0,479	0,4836	0,4882	0,4927
vr[m3/kg]	0,0528	0,0587	0,0648	0,0716	0,0792	0,0877	0,0971
alfa1	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4
Lt[mm]	17,2725	44	46	48	50	53	55
Lred[mm]	18,0182	0	0	0	0	0	0
OSTRIK	P	T	T	T	T	T	T
EPS[-]	0,5757	1	1	1	1	1	1
n1	4	4	4	4	4	4	4
Lopt[mm]	35,2954	43,9542	45,9823	48,1164	50,3602	52,6849	55,1865
Lp[mm]	30	44	46	48	50	53	55
Lp/Ds[-]	0,0291	0,0561	0,0585	0,0609	0,0633	0,0668	0,0692
Btype	V	V	V	V	V	V	V
ETAn[%]	92,1083	93,1634	93,2568	93,3351	93,3994	93,4479	93,4801
Zd[%]	0	0,5076	0,5077	0,5077	0,5078	0,5053	0,505
Zl[%]	8,9038	6,1403	5,8792	5,639	5,4172	5,1132	4,9289
Zp[%]	4,9067	0	0	0	0	0	0
Zv[%]	1,0142	0	0	0	0	0	0
Zt[%]	1,2844	0,471	0,4647	0,4593	0,4549	0,4432	0,4401
Zr[%]	0,0339	0,126	0,137	0,1484	0,1602	0,1787	0,1914
Zx[%]	0	0	0	0	0	0	0
ETAi[%]	75,9653	85,9185	86,2681	86,5806	86,8593	87,2075	87,4145
Huz[kJ/kg]	51,5906	29,494	29,2034	28,9076	28,5962	28,3867	28,0778
N[kW]	4073,076	2328,548	2305,605	2282,253	2257,667	2241,129	2216,739
i2s[kJ/kg]	3170,488	3152,483	3123,465	3094,725	3066,283	3038,059	3010,103
i2[kJ/kg]	3186,811	3157,317	3128,113	3099,206	3070,61	3042,223	3014,145
s2[kJ/kgC]	6,6025	6,6098	6,617	6,6241	6,6312	6,6381	6,645
t2[C]	398,5908	382,0312	365,7078	349,6115	333,7222	317,9382	302,2339
p2[MPa]	5,3731	4,7598	4,2123	3,7236	3,2879	2,8988	2,5523
x2[-]	-	-	-	-	-	-	-

Tab 5-3 Výpočet průtočné části

## 5.2.) Srovnání výkonů turbíny

Výstupem programu Turbina Delphi je vedle údajů o jednotlivých stupních turbíny také shrnutí základních údajů turbíny jako celku. Tab. 1 Srovnání výkonů turbíny

Veličina	Značka	Turbina Delphi	Bilanční návrh	Jednotka
Výkon	P	74180,56	70065	kW
Užitečný entalpický spád	Huz	1028,94	981,75	kJ/kg
IZE entalpický spád	Hie	1233,88	1155	kJ/kg
Celkový entalpický spád	Hc	1186,18	1017	kJ/kg
Účinnost turbíny	$\eta_{TDI}$	86,74	85%	%
Reheat faktor	RF	0,0402	0,03605	-

Tab. 5-4 Srovnání výkonů turbíny

Ze srovnání vyplývá, že původní návrh termodynamické účinnosti je velmi blízko skutečné účinnosti turbíny, z toho vyplývá že při bilančním výpočtu bylo postupováno správně.

## 6.) PROFILY LOPATEK

Volba profilů lopatek je odvislá od rychlostních trojúhelníků a také úhlů mezi vypočtenými rychlostmi.

Veličina	Značka	Hodnota
Reakce na patě V lopatky	$R_{p,v}$	0,15
Reakce na patě Z lopatky	$R_{p,z}$	0,2
Průtokový ztrátový součinitel	$\varphi$	0,97

Tab 6-1 Volba hodnot pro výpočet rychlostních trojúhelníků

### 6.1.) Postup výpočtu rychlostních trojúhelníků

Výpočet rychlostních trojúhelníků vychází z údajů jednotlivých stupňů lopatkového plánu určeného programem Turbina Delphi. Výsledkem jsou vektory rychlostí v lopatkování. Výpočty jsou prováděny pomocí software MS Excel. Reakce na patě lopatky  $R_p$ , byla volena s ohledem na profil lopatky. Pro zkroucené lopatky je výpočet prováděn na středním průměru. Výstupy výpočtů jsou uvedeny v Tab. 6-2.

Přepočet reakce  $R_p$  na střední průměr  $R_s$ .

$$R_s = 1 - (1 - R_p) \cdot \left(\frac{D_p}{D_s}\right)^{2 \cdot (\cos \alpha_1)^2} [-] \quad (6.1-1)$$

Absolutní rychlost na výstupu z RL[m/s].

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - Rs) \cdot His} \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (6.1-2)$$

Rozkladem absolutní rychlosti na výstupu z RL se určí její axiální a obvodová složka.

$$c_{1ax} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (6.1-3) \quad c_{1u} =$$

$$c_1 \cdot \cos \alpha_1 \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (6.1-4)$$

Výpočet obvodové rychlosti válcových a zborcených lopatek

$$u = \frac{\pi \cdot Ds \cdot n}{60} \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (6.1-5) \quad u =$$

$$\frac{\pi \cdot Dp \cdot n}{60} \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (6.1-6)$$

Výpočet obvodové a axiální složky relativní výstupní rychlost do OL.

$$w_{1u} = c_{1ax} - u \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (6.1-6)$$

$$w_{1ax} = c_{1ax} \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (6.1-6)$$

Relativní vstupní rychlost do oběžných lopatek.

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1ax}^2} \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (6.1-7)$$

Úhel výstupu relativní rychlosti do oběžných lopatek.

$$\beta_1 = \arcsin \left( \frac{w_{1ax}}{w_1} \right) \quad [^\circ] \quad (6.1-8)$$

Ztrátový rychlostní součinitel pro oběžné lopatky, dle Samoljoviče.

$$\psi = -1,0714 \cdot 10^{-5} \cdot (\beta_1 + \beta_2)^2 + 0,002964 \cdot (\beta_1 + \beta_2) + 0,07507 [-] \quad (6.1-9)$$

Relativní výstupní rychlost z OL.

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + Rs \cdot His} \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (6.1-10)$$

Axiální a obvodová složka relativní výstupní rychlosti z OL.

$$w_{2ax} = w_2 \cdot \sin(\beta_2) \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (6.1-11)$$

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos(\beta_2) \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (6.1-12)$$

Axiální a obvodová složka absolutní výstupní rychlosti z OL.

$$c_{2ax} = w_{2ax} \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (6.1-13)$$

$$c_{2u} = w_{2u} - u \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (6.1-14)$$

Absolutní výstupní rychlost z OL

$$c_2 = \sqrt{c_{ax}^2 + c_{2u}^2} \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (6.1-15)$$

Úhel absolutní rychlosti na výstupu z OL

$$\alpha_2 = \arccos \left( \frac{c_{2u}}{c_2} \right) [^\circ] \quad (6.1-16)$$

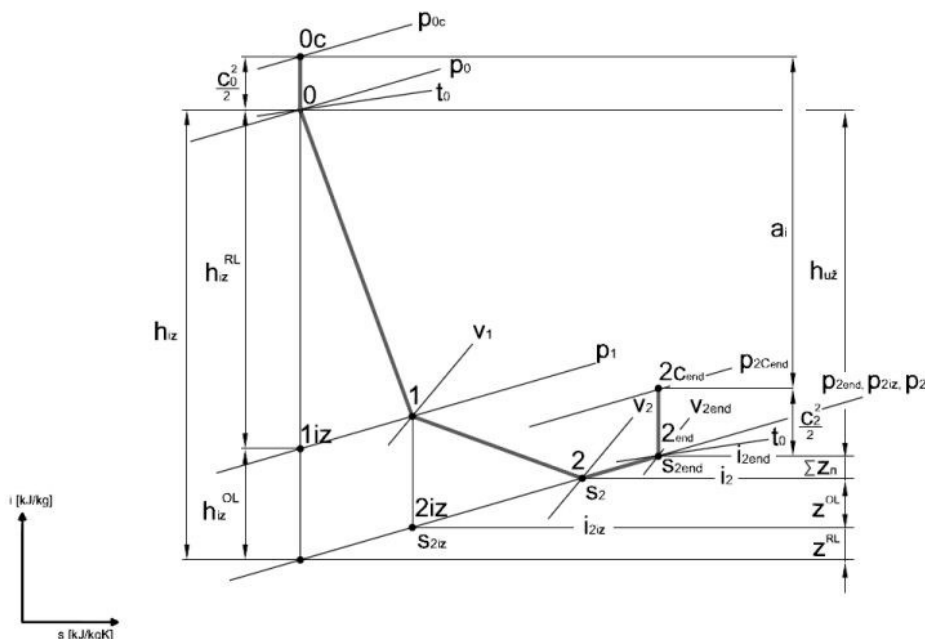
Je zaveden zjednodušující předpoklad, že výstupní proud páry se mezi stupni neodklání. Z toho vyplývá, že výstupní úhel proudu je vstupním úhlem do dalšího stupně  $\alpha_2 = \alpha_0$ .

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7
Ds[m]	1,03	0,784	0,786	0,788	0,79	0,793	0,795
Dp[m]	1	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74
His[kJ/kg]	67,9134	34,3278	33,8519	33,3881	32,9224	32,5507	32,1202
Hus[kJ/kg]	51,5906	29,494	29,2034	28,9076	28,5962	28,3867	28,0778
$\alpha_1$	13,4	13,40	13,40	13,40	13,40	13,40	13,40
$\psi$ [°]	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97
Rp [-]	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
$\epsilon$ [-]	0,5757	1	1	1	1	1	1
$\epsilon_r$ [-]	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
Rs [-]	0,1935409	0,232999617	0,236468038	0,239912	0,2433318	0,248417	0,251777
c0 [m/s]	368,5467	262,0222	260,1993	258,4108	256,6024	255,1498	253,4571
c1,iz [m/s]	368,55223	262,0261303	260,203203	258,41468	256,60625	255,1536	253,4609
c1[m/s]	321,03742	222,5909526	220,5422838	218,53174	216,51362	214,5633	212,6627
c1ax [m/s]	74,362721	51,55931339	51,08477499	50,619067	50,151605	49,69985	49,25962
c1u [m/s]	312,30628	216,537224	214,5442722	212,58841	210,62517	208,7279	206,879
u [m/s]	161,79202	123,150432	123,4645913	123,77875	124,09291	124,5641	124,8783
w1u[m/s]	150,51425	93,38679195	91,07968088	88,809655	86,532263	84,16377	82,00073
w1ax [m/s]	74,362721	51,55931339	51,08477499	50,619067	50,151605	49,69985	49,25962
w1 [m/s]	167,88197	106,6745317	104,4277861	102,22253	100,01508	97,7426	95,65892
$\beta_1$ [°]	26,305363	28,91796798	29,30205183	29,697009	30,110609	30,57793	31,00987
$\beta_2$ , rozsah	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24
$\beta_2$ , volba [°]	19	19	19	19	19	19	19
$\beta_2$ ??	156,69464	154,082032	153,6979482	153,30299	152,88939	152,4221	151,9901
$\psi$ [-]	0,8629938	0,868128103	0,868870575	0,8696308	0,8704233	0,871314	0,872134
w2,iz [m/s]	168,03094	106,8085431	104,5633291	102,35959	100,15365	97,88336	95,80117
w2 [m/s]	189,37579	137,602103	136,5993428	135,61781	134,61975	134,0156	133,0949
w2ax [m/s]	61,624623	44,77698963	44,45068224	44,131283	43,806503	43,6099	43,3103
w2u [m/s]	179,06869	130,1128739	129,1646906	128,23658	127,29284	126,7216	125,851
c2u [m/s]	17,276667	6,962441848	5,700099316	4,4578318	3,1999269	2,157411	0,97266
c2ax [m/s]	61,624623	44,77698963	44,45068224	44,131283	43,806503	43,6099	43,3103
c2 [m/s]	64,000605	45,31505706	44,81466595	44,355861	43,92322	43,66324	43,32122
$\alpha_2$ [°]	74,376689	81,2029346	82,73454253	84,274672	85,865675	87,21206	88,75847

Tab 6-2 Rychlostní trojúhelníky

## 6.2) Ztráty ve stupních turbíny

Software Turbina Delphi počítá ztráty jen na celé stupně. Mimo již uvedené ztráty RL a OL vyjádřených v součiniteli  $\phi$  a  $\psi$  vznikají v průtočném kanálu další ztráty. Jejich výčet spolu s výpočty je proveden v této podkapitole. Výpočty ztrát RL a OL nám umožní získat parametry páry mezi jednotlivými stupni.



Obr 6-2 Průběh expanze ve stupni

Vzorce pro výpočet ztrát na rozváděcích kolech v jednotlivých stupních. Hodnoty reakcí  $R_p$ ,  $R_s$  a průtokového ztrátového součinitele  $\phi$  jsou převzaty z kap. 6.1.

Zpracovaný izoentaltický spád na RL.

$$H_{is,RL} = (1 - R_s) \cdot h_{is} \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (6.2-1)$$

Kde,  $h_{is}$  je zpracovaný izoentaltický spád celého stupně.

$$\text{Ztráta entalpie v RL.} \quad Z_{RL} = (1 - \phi^2) \cdot H_{is,RL} \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (6.2-3)$$

Entalpie za kolem po izoentropické expanzi.

$$i_{2,isRL} = i_1 - H_{is,RL} \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (6.2-4)$$

Skutečná entalpie za rozváděcím kolem.

$$i_{2RL} = i_{2,isRL} + Z_{RL} \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (6.2-5)$$



Tlak, teplota, měrný objem a entropie za RL se určí podle vztahů níže.

$$p_{2RL} = f(i_2; s_2) = [MPa] \quad (6.2-6)$$

$$t_{2RL} = f(i_2; p_2) = [^{\circ}C] \quad (6.2-7)$$

$$v_{2RL} = f(s_2; p_2) = \left[\frac{m^3}{kg}\right] \quad (6.2-8)$$

$$s_{2RL} = f(i_2; p_2) = \left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right] \quad (6.2-9)$$

Vzorce pro výpočet zpracovaného spádu, ztráty a entalpie v oběžných kolech na jednotlivých stupních. Výpočet tlaku, teploty, měrného objemu a entropie za OL je analogický k RL.

$$H_{is,OL} = R_s \cdot h_{is} \left[\frac{kJ}{kg}\right] \quad (6.2-10)$$

$$Z_{OL} = \frac{(1-\psi^2) \cdot w_1^2}{2000} \left[\frac{kJ}{kg}\right] \quad (6.2-11)$$

$$i_{3,isRL} = i_{2RL} - H_{is,OL} \left[\frac{kJ}{kg}\right] \quad (6.2-12)$$

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7
his RL	41,61	22,62	22,30	21,97	21,64	21,33	21,01
Z RL	2,459	1,337	1,318	1,299	1,279	1,261	1,242
i2isRL	3196,80	3164,19	3135,02	3106,14	3077,57	3049,27	3021,21
i2RL	3199,25	3165,53	3136,34	3107,44	3078,85	3050,54	3022,46
p2RL	59,43	49,89	44,17	39,06	34,50	30,43	26,81
t2RL	407,87	387,37	371,00	354,83	338,86	323,07	307,45
v2RL	0,049	0,057	0,062	0,069	0,076	0,084	0,093
s2RL	6,578	6,603	6,610	6,617	6,624	6,631	6,638
his OL	9,98	6,87	6,91	6,94	6,96	7,05	7,07
Z OL	3,597	1,402	1,336	1,273	1,212	1,150	1,095
i3is OL	3189,27	3158,65	3129,43	3100,50	3071,89	3043,48	3015,39
i3OL	3192,87	3160,06	3130,77	3101,78	3073,10	3044,63	3016,48
p3OL	58,13	48,93	43,28	38,25	33,76	29,74	26,17
t3OL	404,42	384,42	368,00	351,78	335,76	319,89	304,25
v3OL	0,050	0,057	0,063	0,070	0,077	0,086	0,095
s3OL	6,578	6,603	6,610	6,617	6,624	6,631	6,638

Tab 6-3 Ztráty ve stupni

### 6.3.) Volba délky oběžných a rozváděcích lopatek

Jedním z výstupů softwaru Turbina Delphi je také výstupní délka rozváděcí lopatky ( $L_p$  [m]). Délku výstupní rozváděcí lopatky je třeba vypočíst nebo vhodně zvolit. Výstupní délka lopatky musí být stejně velká nebo větší než vstupní. Výsledky jsou uvedeny v Tab. 6-4 níže. Celé znění tabulky je v Příloze 4.

$$l_{OL,vý} = \frac{m \cdot v_3}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon \cdot c_{2ax} \cdot \varepsilon_r} [mm] \quad (6.3-1)$$

Kde,

$m$  – průtočné množství [kg/s]

$v_3$  – měrný objem na výstupu z OL [ $m^3/kg$ ]

$D_s$  – střední průměr lopatkování

$\varepsilon$  - parcielnost

$\varepsilon_r$  – kontrakční součinitel.

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7
<b>DÉLKA LOPATEK - VÝPOČET</b>							
L1 RL (mm)	23,31184	52,59129	58,518595	65,10246	72,44522	80,26594	89,30243
L2 RL (mm)	22,05992	29,34928	32,605707	36,24325	40,3212	44,83202	49,94474
<b>DÉLKA LOPATEK - VOLBA</b>							
$L_p$ [mm]	30	44	46	48	50	53	55
L1 RL (mm)	28	43	46	48	48	51	53
L2 RL (mm)	30	44	47	49	50	53	55
L1 OL (mm)	32	46	49	51	52	55	57
L2 OL (mm)	32	46	49	51	52	55	57

Tab. 6-4 Volba délky lopatek

### 6.4.) Volba profilů lopatek

Jak bylo uvedeno výše, při volbě profilů oběžných a rozváděcích lopatek bude vycházeno z katalogu vyráběných a normalizovaných profilů (Příloha 5). Je zaveden předpoklad, že u zkroucených lopatek se uvažuje katalogový profil na patním průměru  $D_p$ . Dvě poslední lopatky jsou normalizovány firmou Doosan Škoda Power a nebudou dopočítávány kvůli neznalosti jejich charakteristik. Hlavními kritérii pro výběr nejvhodnějších profilů RL a OL jsou velikosti vstupních a výstupních úhlů proudu lopatkových mříží. Dále je nutná kontrola rychlosti proudění z hlediska možného překročení rychlosti zvuku, při nevhodném výběru profilu by mohlo docházet k odklonu proudu na výstupu z mříže.

- Machovo číslo pro oběžné a rozváděcí lopatky.

$$Ma_{RL} = \frac{c_1}{a_1} \quad [-] \quad (6.4-1)$$

$$Ma_{OL} = \frac{w_2}{a_2} \quad [-] \quad (6.2-2)$$

- Rychlost zvuku na výstupu z RL

$$a_{RL} = \sqrt{\kappa_{RL} + p_1 + v_1} \quad \left[\frac{m}{s}\right] \quad (6.4-3)$$

- Rychlost zvuku na výstupu z OL

$$a_{OL} = \sqrt{\kappa_{OL} + p_2 + v_2} \quad \left[\frac{m}{s}\right] \quad (6.4-3)$$

Kde,  $\kappa_{RL}$  a  $\kappa_{OL}$  jsou Poissonovy konstanty na výstupu z RL-OL

$\kappa_{RL,OL} \approx 1,38$  pro proudění v přehřáté páře

$\kappa_{RL,OL} = 1,035 + 0,1 \cdot X_{1;2}$  pro proudění v mokré páře.

Podle hodnoty Machova čísla jsou definovány tři druhy proudění v lopátkové mříži, přičemž každému odpovídá jiný typ profilu lopatek.

$Ma < 0,9$  podzvukové proudění

$0,9 < Ma$  transsonické proudění

$Ma > 1,15$  nadzvukové proudění

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7
x1	1	1	1	1	1	1	1
k1	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38
a1	618,2561	606,9111	600,26176	593,5841	586,8707	580,1304	573,3118
x2	1	1	1	1	1	1	1
k2	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38
a2	606,9111	600,2618	593,58405	586,8707	580,1304	573,3118	566,4568
Ma RL	0,519263	0,36676	0,3674102	0,368156	0,368929	0,369854	0,370937
Ma OL	0,312032	0,229237	0,2301264	0,231086	0,232051	0,233757	0,23496

Tab 6-5 Parametry proudění v RL a OL

Po výpočtu Machových čísel dochází k revizi profilů rozváděcích lopatek, pokud ano výpočet se provádí znovu po výběru vhodného profilu.

Dále se podle výstupního úhlu proudu  $\alpha_1$ , vybere vhodný profil rozváděcích a oběžných lopatek. V Tab 6-6 jsou ke zvoleným profilům uvedeny základní mechanické vlastnosti z katalogu (Příloha5), které jsou následně použity při pevnostních výpočtech lopatkování. Celé znění tabulky je v příloze 7.

<b>VÝBĚR PROFILU LOPATEK</b>							
<b>Stupeň</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>
<u>alfa1</u>	<u>13,4</u>	<u>13,4</u>	<u>13,4</u>	<u>13,4</u>	<u>13,4</u>	<u>13,4</u>	<u>13,4</u>
<u>alfa0</u>	<u>0</u>	<u>0</u>	<u>0</u>	<u>0</u>	<u>0</u>	<u>0</u>	<u>0</u>
<u>beta2</u>	<u>19</u>	<u>19</u>	<u>19</u>	<u>19</u>	<u>19</u>	<u>19</u>	<u>19</u>
<u>beta1</u>	<u>26,30536</u>	<u>28,91797</u>	<u>29,302052</u>	<u>29,69701</u>	<u>30,11061</u>	<u>30,57793</u>	<u>31,00987</u>
<b>RL</b>	S-90-12-A	S-90-12-A	S-90-12-A	S-90-12-A	S-90-12-A	S-90-12-A	S-90-12-A
T/c opt	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87
Ma,opt	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85
b0 (cm)	6	6	6	6	6	6	6
c0(cm)	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25
S0 (cm2)	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09
J0, min (cm4)	0,519	0,519	0,519	0,519	0,519	0,519	0,519
W0,min (cm3)	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575
$\alpha_0$	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120
t/c0 volba	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
<b>OL</b>	R-30-21-A	R-30-21-A	R-30-21-A	R-30-21-A	R-30-21-A	R-30-21-A	R-30-21-A
T/c opt	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68
Ma,opt	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9
b0 (cm)	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56
b'0 (cm)	4	3	3	3	3	3	3
c0(cm)	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56
S0 (cm2)	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85
J0, min (cm4)	0,205	0,205	0,205	0,205	0,205	0,205	0,205
W0,min (cm3)	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234
$\beta_2$	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24
t/c0 volba	0,68	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6

Tab 6-6 Výběr profilu lopatek

## 7.) Pevnostní výpočty

V úvaze při návrhu parní turbíny je nutné vzít v úvahu omezující pevnostní kritéria použitých komponentů. Nepříznivé výsledky pevnostního ověření vedou i k přepracování celého termodynamického návrhu průtočné části. Při zpracování pevnostních výpočtů byl realizován i výkres a tak byla zajištěna kontrola prostorového umístění komponentů. Na

úvod kapitoly je proveden výběr materiálů jednotlivých součástí. Při výpočtu bylo využito podkladů dodaných z firmy Doosan Škoda Power.

Součást	Materiál	Napětí v tahu $\sigma$	Napětí ve stříhu $\tau_{\max}$	Jednotka
Rotor	16537.6	686	500	MPa
Vnější těleso	422713 odlitek	245	400	MPa
Vnitřní těleso	422742 odlitek	314	500	MPa
Výstupní těleso	11378	304	400	MPa
RZ + RZV ventil	422747	410	550	MPa
Kolíky	15320.9	588	550	MPa

Tab 7-1 Přehled volených materiálů

### 7.1.) Namáhání oběžných lopatek na ohyb

K výpočtu ohybového namáhání lopatek je potřeba znát profil dané lopatky, a to délku tělivity profilu OL –  $B_0$ [cm] a výpočtovou šířku OL uvedené v katalogu (Příloha 5). Rozměry profilů se vztahují k tabulkové šířce profilu, proto se musí tyto parametry přepočítat na skutečnou šířku profilu  $B'_0$  dané lopatky podle následujících vzorců.

- Úhel nastavení oběžné lopatky  $\gamma_0$

$$B_0 = \sin(\gamma) \rightarrow \gamma = \arcsin\left(\frac{B_0}{c'_0}\right) [^\circ] \quad (7.1-1)$$

- Redukovaná délka tělivity pro zvolenou šířku profilu  $c'_0$

$$B'_0 = c'_0 \cdot \sin(\gamma) \rightarrow c'_0 = \frac{B'_0}{\sin(\gamma)} [cm^3] \quad (7.1-2)$$

- Redukovaný průřez profilu

$$B'_0 = S_0 \cdot \left(\frac{c'_0}{c_0}\right)^2 [cm^3] \quad (7.1-3)$$

Kde,  $S_0$  [cm<sup>2</sup>] - plocha profilu při šířce lopatky  $B_0$  uvedená v katalogu

- Redukovaný modul pružnosti v ohybu profilu  $W'_0$

$$W'_0 = W_{0min} \cdot \left(\frac{c'_0}{c_0}\right) [cm^3] \quad (7.1-4)$$

Kde,  $W_0$  [cm<sup>3</sup>] - modul pružnosti při šířce OL  $B_0$  uvedený v katalogu

NAMÁHÁNÍ NA OHYB							
Stupeň	1	2	3	4	5	6	7
$\gamma$	90,04565	90,04565	90,045649	90,04565	90,04565	90,04565	90,04565
$c'_0$ mm	4	3	3	3	3	3	3
$S'_0$ mm <sup>2</sup>	9,985352	5,61676	5,6167603	5,61676	5,61676	5,61676	5,61676
$W'_0$ mm <sup>3</sup>	1,403809	0,789642	0,7896423	0,789642	0,789642	0,789642	0,789642

Tab 7-2 Průřezy oběžných lopatek

- Přibližná rozteč lopatek

$$t_p = t_{opt} \cdot c'_0 [cm] \quad (7.1-5)$$

Kde,  $t_{opt}$  [-] - optimální rozteč lopatek v rozsahu pro daný profil lopatky z katalogu.

- Celkový počet lopatek  $z = \frac{\pi \cdot D_s}{t_p} [-]$  (7.1-6)

Počet lopatek se zaokrouhluje nahoru na nejbližší sudé číslo.

- Skutečná rozteč  $t = \frac{\pi \cdot D_s}{z} [-]$  (7.1-7)

- Krouticí moment na jednu lopatku  $M_{k,lop} = \frac{P}{\omega} \cdot \frac{1}{z} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \cdot \frac{1}{z} [Nm]$  (7.1-8)

- Obvodová síla na jednu lopatku  $F_{u,lop} = \frac{2 \cdot M_{k,lop}}{D_s} [N]$  (7.1-9)

- Ohybový moment působící na jednu lopatku

$$M_{o,lop} = F_u \cdot \frac{l_{2,OL}}{2} [Nm] \quad (7.1-10)$$

Kde,  $l_{2OL}$  [m] je délka oběžné lopatky.

Namáhání v ohybu je výpočet střední pro srovnání s dovoleným namáháním v ohybu  $\sigma$  [MPa], které je po konzultaci stanoveno na 18MPa. Pokud lopatka nevyhoví kontrole je nutno upravit její šířku. Výsledky jsou v Tab. 7-3 a Příloze 8.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W'_{io}} [Nm] \quad (7.1-11)$$

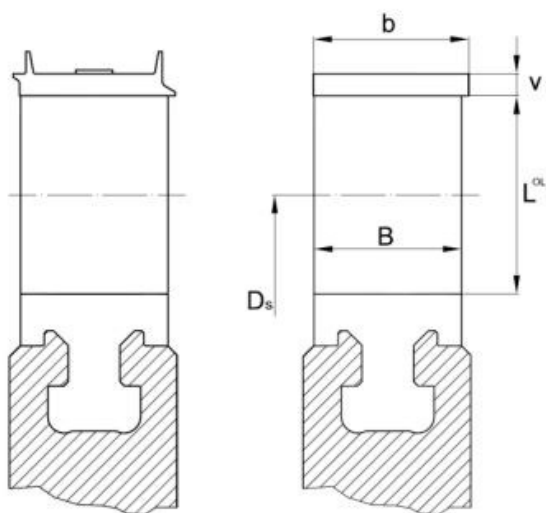
- Pevnostní kontrola lopatky  $\sigma_{o,lop} < \sigma_{t,DOV} [MPa]$  (7.1-12)

NAMÁHÁNÍ NA OHYB							
Stupeň	1	2	3	4	5	6	7
$\gamma$	90,04565	90,04565	90,045649	90,04565	90,04565	90,04565	90,04565
$c'0$ mm	4	3	3	3	3	3	3
$S'0$ mm <sup>2</sup>	9,985352	5,61676	5,6167603	5,61676	5,61676	5,61676	5,61676
$W'0$ mm <sup>3</sup>	1,403809	0,789642	0,7896423	0,789642	0,789642	0,789642	0,789642
$t$ , přibližná mm	30	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5
$z$	62,09578	109,4671	109,7463	110,0256	110,3048	110,7237	111,0029
$z$ , skut	63	110	110	111	111	111	112
$t$ , skut mm	52,11047	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5
$M_{k,st}$ Nm	12971,58	7415,757	7342,6904	7268,322	7190,021	7137,352	7059,679
$M_{k,lop}$ Nm	208,8963	67,74419	66,906039	66,0603	65,1832	64,46093	63,59902
$F_{u,lop}$ N	405,6239	172,8168	170,24437	167,6657	165,0208	162,5749	159,9975
$M_{o,lop}$ Nm	10,43952	3,385492	3,343606	3,301341	3,257508	3,221413	3,178339
$\sigma_o$ Mpa	7,43657	4,287374	4,2343297	4,180805	4,125295	4,079585	4,025036
$\sigma_{DOV}$ Mpa	18	18	18	18	18	18	18
Kontrola	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK

Tab. 7-3 Namáhání OL na ohyb

## 7.2.) Namáhání oběžných lopatek na tah

Tah v lopatkách je působen jejich odstředivou silou. Pro jeho výpočet se zavádí předpoklad zvýšení otáček rotoru o 10%, než jsou jmenovité, tj  $n_{110\%}[s^{-1}]$ . Dalším faktorem ovlivňujícím úroveň namáhání jsou bandáže jednotlivých lopatek. Hmotnosti všech částí, tedy lopatek i bandáží jsou spočteny s hustotou materiálu  $\rho = 7850 [kg/m^3]$ .



Obr 7-1 Skutečný a náhradní tvar OL a bandáže při kontrole

- Objem oběžné lopatky  $V_{OL} = S \cdot L_{2,OL} [m^3]$  (7.2-13)

- Hmotnost oběžné lopatky  $m_{OL} = \rho \cdot V_{OL} [kg]$  (7.2-14)

- Objem bandáže

$$V_b = O \cdot b \cdot v = \pi \cdot (Ds + l_{2,OL} + v) \cdot b \cdot v [m^3] \quad (7.2-15)$$

Kde, b [m] je šířka bandáže a v [m] výška bandáže.

- Hmotnost bandáže

$$m_b = \frac{V_b \cdot \rho}{z_{sk}} [kg] \quad (7.2-16)$$

- Celková hmotnost lopatky a bandáže

$$m_c = m_b + m_{OL} [kg] \quad (7.2-17)$$

- Odstředivé zrychlení

$$a_{OD} = r^2 \cdot \omega = \frac{Ds+v}{2} \cdot (2 \cdot \pi \cdot n_{110\%}) [m/s^2] \quad (7.2-18)$$

- Odstředivá síla

$$F_{OD} = m_c \cdot a_{OD} [N] \quad (7.2-19)$$

- Napětí v tahu pro válcové lopatky

$$\sigma_{t,lop} = \frac{F_{OD}}{S} [MPa] \quad (7.2-20)$$

- Napětí v tahu pro zkroucené lopatky

$$\sigma_{t,lop} = \frac{F_{OD}}{S \cdot k} [MPa] \quad (7.2-21)$$

Kde, k [-] – součinitel odlehčení zkroucených lopatek

- Pevnostní kontrola lopatky

$$\sigma_{t,lop} < \sigma_{t,DOV} [MPa] \quad (7.2-22)$$

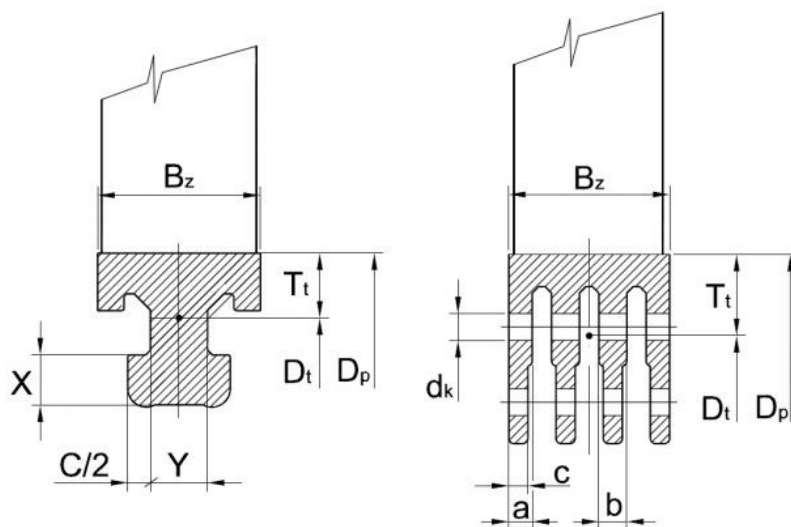


NAMÁHÁNÍ OL NA TAH							
Stupeň	1	2	3	4	5	6	7
vb m	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
bp m	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
Vb m3	0,006345	0,005033	0,0050611	0,005084	0,005101	0,005135	0,005157
mb kg	0,802089	0,36091	0,3620138	0,362709	0,362998	0,36403	0,364714
Vlop m3	3,2E-06	2,58E-06	2,752E-06	2,86E-06	2,92E-06	3,09E-06	3,2E-06
ml kg	0,025083	0,020282	0,0216049	0,022487	0,022928	0,02425	0,025132
mc' kg	0,827173	0,381192	0,3836187	0,385196	0,385926	0,388281	0,389846
a,dostř m/s2	11300,31	8749,964	8770,6984	8791,433	8812,167	8843,269	8864,004
Fod N	9347,307	3335,415	3364,6039	3386,421	3400,84	3433,669	3455,598
$\sigma_{tv+z}$ Mpa	23,36827	11,11805	11,215346	11,28807	11,33613	11,44556	11,51866

Tab. 7-4 Namáhání OL na tah

### 7.3.) Namáhání závěsů oběžných lopatek

Dle doporučení firmy Doosan Škoda Power byly na 2. až 14. stupni použity závěsy s T-nožkou. Pro 1. a 15. až 20. stupeň jsou zvoleny rozvidlené závěsy. Ty jsou spojeny s rotorem pomocí kolíků. Poslední dva stupně jsou normalizované se stroměčkovým závěsem, jejichž výpočty nejsou předmětem této diplomové práce. Materiál závěsů a kolíků vychází z Tab. 7-1. V této podkapitole jsou pro názornost ověřeny jen vybrané



stupně 1, 2, 14 a 20.

Obr 7-2 Rozměry závěsu s T-nožkou a rozvidleného

- Průměr k těžišti závěsu

$$D_t = D_p - 2 \cdot T_t [m] \quad (7.3-1)$$

- Kde,  $D_p$  [m] - patní průměr lopatky  
 $T_t$  [m] - vzdálenost těžiště závěsu od patního průměru.

- Těžištní rozteč

$$t_t = \frac{\pi \cdot D_T}{z_{skut}} [m] \quad (7.3-2)$$

- Hmotnost závěsu

$$m_z = S_z \cdot t_t \cdot \rho_{ocel} [kg] \quad (7.3-3)$$

Kde,  $S_z$  [m] - průřezová plocha závěsu.

- Hmotnost celé zkompletované lopatky (lopatka + bandáž a závěs)

$$m_{c+z,OL} = m_{c,OL} + m_z [kg] \quad (7.3-4)$$

Kde,  $m_{c,OL}$  [m] - hmotnost lopatky s bandáží.

- Odstředivá síla působící na skutečnou lopatku

$$F_{OD,c+z} = m_{c+z,OL} \cdot (2 \cdot \pi \cdot n_{110\%}) \quad (7.3-5)$$

Při výpočtu průřezové plochy závěsu je nutno brát v úvahu průřezovou plochu dle typu závěsu.

- **Závěs s T-nožkou**

- Plocha závěsu namáhaná na tah

$$S_{TAH} = Y \cdot t_t [mm^2] \quad (7.3-6)$$

- Střihová plocha závěsu

$$S_{STŘIH} = 2 \cdot X \cdot t_t [mm^2] \quad (7.3-7)$$

- Plocha závěsu namáhaná na otláčení

$$S_{OTL} = C \cdot t_t [mm^2] \quad (7.3-8)$$

- **Rozvidlený závěs**

- Plocha závěsu namáhaná na tah

$$S_{TAH} = (t_t - d_k) \cdot (n_a \cdot a + n_b \cdot b + n_c \cdot c) [mm^2] \quad (7.3-9)$$

Kde,  $n_i$  [m] - počet částí nožek o šířce  $i$ .

- Střížná plocha závěsu

$$S_{STŘIH} = 2 \cdot n_{STŘ} \cdot \frac{\pi \cdot d_k}{4} [mm^2] \quad (7.3-10)$$

Kde,  $n_{STŘ}$  [ks] - počet střížných ploch závěsu

- Plocha závěsu namáhaná na otláčení

$$S_{OTL} = d_k \cdot (n_a \cdot a + n_b \cdot b + n_c \cdot c) [mm^2] \quad (7.3-11)$$

- **Namáhání závěsů**

- Tahové namáhání závěsu

$$\sigma_{TAH} = \frac{F_{OD,c+z}}{S_{TAH}} [MPa] \quad (7.3-12)$$

- Stříhové namáhání

$$\sigma_{STŘIH} = \frac{F_{OD,c+z}}{S_{STŘIH}} [MPa] \quad (7.3-13)$$

Namáhání závěsu otláčením

$$\sigma_{OTL} = \frac{F_{OD,c+z}}{S_{OTL}} [MPa] \quad (7.3-14)$$

- **Pevnostní kontrola závěsu**

- Dovolené tahové napětí  $\sigma_{TAH,DOV}$  [MPa] je určeno materiálem závěsu

- Dovolené střížné napětí

$$\tau_{STŘIH,DOV} = 0,6 \cdot \sigma_{TAH,DOV} [MPa] \quad (7.3-15)$$

- Dovolené namáhání závěsu na otláčení

$$\sigma_{OTL,DOV} = 1,5 \cdot \sigma_{TAH,DOV} [MPa] \quad (7.3-16)$$

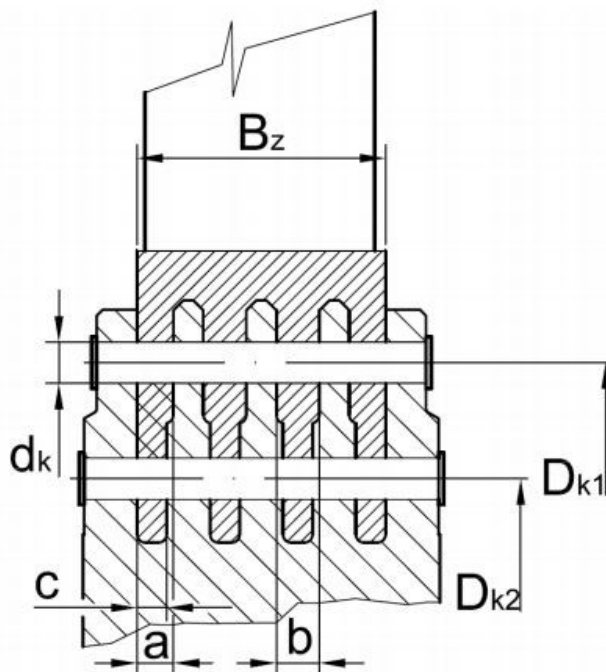
Stupeň		1	20	Stupeň		2	14
Bz	mm	50	70	Bz	mm	40	60
T <sub>t</sub>	mm	2,56		T <sub>t</sub>	mm	16,2	23,5
Sz	mm <sup>2</sup>	3091		Sz	mm <sup>2</sup>	946	1645
ρ	kg/m <sup>3</sup>	7850	7850	ρ	kg/m <sup>3</sup>	7850	7850
a	mm	11	13	X	mm	11,3	16,5
b	mm	0	13	Y	mm	14	18
c	mm	8	9	C	mm	11,2	14,4
n <sub>a</sub>	ks	2	2	-	-	-	-
n <sub>b</sub>	ks	0	2	-	-	-	-

$n_c$	ks	2	4	-	-	-	-
$D_t$	m	1	1,32	$D_t$	ks	0,74	0,74
$t_t$	m	0,015	0,047	$t_t$	m	0,025	0,024
$m_z$	kg	0,248	1,205	$m_z$	m	0,183	0,315
$m_{c+z,OL}$	kg	0,411	4,763	$m_{c+z,OL}$	kg	0,437	1,076
$F_{OD,c+z}$	kN	395,22	185,65	$F_{OD,c+z}$	kg	11,06	21,85
$S_{TAH}$	mm <sup>2</sup>	380,9	1209,8	$S_{TAH}$	kN	344,8	459,1
$S_{STR\dot{I}H}$	mm <sup>2</sup>	450,1	1898,1	$S_{STR\dot{I}H}$	mm <sup>2</sup>	784,61	916
$S_{OTL}$	mm <sup>2</sup>	316	1454	$S_{OTL}$	mm <sup>2</sup>	253,5	356,95
$\sigma_{TAH}$	MPa	108,55	81,57	$\sigma_{TAH}$	mm <sup>2</sup>	97,8	172,65
$\tau_{STR}$	MPa	62,8	55,9	$\tau_{STR}$	MPa	50,49	97,4
$\sigma_{OTL}$	Mpa	137,83	89,94	$\sigma_{OTL}$	MPa	109,56	237,5
$\sigma_{TAH,DOV}$	Mpa	136	193	$\sigma_{TAH,DOV}$	Mpa	143	186
$\tau_{STR,DOV}$	Mpa	67	116	$\tau_{STR,DOV}$	Mpa	82,5	112,1
$\sigma_{OTL,DOV}$	Mpa	167	290	$\sigma_{OTL,DOV}$	Mpa	206,1	298
Kontrola	-	OK	OK	Kontrola	Mpa	OK	OK

Tab 7-5 Pevnostní kontrola závěsu

#### 7.4.) Namáhání závěsů kol

Oběžné lopatky s rozvidlenými závěsy jsou zajištěny v příslušných drážkách na rotorových discích pojistnými kolíky. Tyto místa jsou kontrolovány na tahové namáhání od odstředivé síly a na otlacení v místě závěsu. Je postupováno dle výpočetních vztahů dodaných z firmy Doosan Škoda Power.



Obr 7-3 zajištění OL pomocí kolíků

- Plocha na oběžném kole namáhaná na tah v místě 1. kolíku

$$S_{K1,TAH} = \left( \frac{\pi \cdot D_{k1}}{z_{skut}} - d_k \right) \cdot (2 \cdot B_z - n_a \cdot a + n_a \cdot b + n_c \cdot c) [mm^2]$$

(7.4-1)

- Kde,  $D_k$  [mm] - průměr rozteče kolíku  
 $d_k$  [mm] - průměr pojistného kolíku  
 $z_{skut}$  [-] - počet OL na rotorovém disku  
 $B_z$  [mm] - šířka závěsu OL

- Plocha na oběžném kole namáhaná na otláčení v místě 1. kolíku

$$S_{K1,OTL} = (d_k) \cdot (2 \cdot B_z - n_a \cdot a + n_a \cdot b + n_c \cdot c) [mm^2]$$

(7.4-2)

- Napětí v tahu na 1. kolíku

$$\sigma_{k1,TAH} = \frac{F_{OD,c+z}}{S_{K1,TAH}} [MPa]$$

(7.4-3)

- Namáhání na otláčení na 1. kolíku

$$\sigma_{k1,OTL} = \frac{F_{OD,c+z}}{S_{K1,OTL}} [MPa]$$

(7.4-4)

- Plocha na oběžném kole namáhaná na tah v místě 2. kolíku

$$S_{K2,TAH} = \left( \frac{\pi \cdot D_{k2}}{z_{skut}} - d_k \right) \cdot (2 \cdot B_z - n_a \cdot a + n_a \cdot b + n_c \cdot c) [mm^2]$$

(7.4-5)

- Plocha na oběžném kole namáhaná na otláčení v místě 2. kolíku

$$S_{K2,OTL} = (d_k) \cdot (2 \cdot B_z - n_a \cdot a + n_a \cdot b + n_c \cdot c) [mm^2]$$

(7.4-6)

- Napětí v tahu na 2. kolíku

$$\sigma_{k2,TAH} = \frac{F_{OD,c+z}}{S_{K2,TAH}} [MPa]$$

(7.4-7)

- Namáhání na otláčení na 2. kolíku

$$\sigma_{k2,OTL} = \frac{F_{OD,c+z}}{S_{K2,OTL}} [MPa]$$

(7.4-8)

- **Pevnostní kontrola kolíků**

- Dovolené tahové napětí  $\sigma_{TAH,DOV}$  [MPa] je určeno materiálem závěsu

- Dovolené namáhání kolíku na otláčení

$$\sigma_{OTL,DOV} = 1,5 \cdot \sigma_{TAH,DOV} \text{ [MPa]} \quad (7.4-9)$$

- Podmínka pevnosti v tahu na 1. a 2. kolík

$$\sigma_{k1,OTL} < \sigma_{TAH,DOV} \quad (7.4-10)$$

$$\sigma_{k2,OTL} < \sigma_{TAH,DOV}$$

- Podmínka pevnosti v otláčení na 1. a 2. kolík

$$\sigma_{k1,OTL} < \sigma_{OTL,DOV} \quad (7.4-11)$$

$$\sigma_{k2,OTL} < \sigma_{OTL,DOV}$$

Stupeň		1	2	14	20
B <sub>z</sub>	mm	40	30	60	80
Z <sub>skut</sub>	-	63	110	118	96
D <sub>k1</sub>	mm	1026	780	820	1590
D <sub>k2</sub>	mm	1000	740	740	1320
n <sub>a</sub>	ks	2	2	2	2
n <sub>b</sub>	ks	0	1	1	1
n <sub>c</sub>	ks	2	3	3	4
d <sub>k</sub>	mm	10	12	16	18
F <sub>OD,c+z</sub>	kN	25,28	120,45	166,5	398,91
S <sub>k1,TAH</sub>	mm <sup>2</sup>	1683,78	605,87	1208,35	4012,42
S <sub>k1,OTL</sub>	mm <sup>2</sup>	1328	978	1108	2984
S <sub>k2,TAH</sub>	mm <sup>2</sup>	1539,5	635,41	1273,64	3991,1
S <sub>k2,OTL</sub>	mm <sup>2</sup>	1328	978	1108	2984
σ <sub>k1,TAH</sub>	MPa	62,87	55,88	65,02	95,51
σ <sub>k1,OTL</sub>	MPa	79,15	45,55	59,88	113,56
σ <sub>k2,TAH</sub>	MPa	59,88	49,88	63,88	101,13
σ <sub>k2,OTL</sub>	MPa	81,54	47,93	62,06	101,8
σ <sub>TAH,DOV</sub>	MPa	140,9	160,8	163,8	165,9
σ <sub>OTL,DOV</sub>	MPa	211,05	241,52	245,81	248,95
Kontrola	-	OK	OK	OK	OK

Tab 7-6 Namáhání závěsů kol

## 7.5.) Namáhání rozváděcích lopatek na ohyb

Tlak před rozváděcí mříží stupně je vyšší než tlak za mříží. Tento rozdíl vytváří sílu, působící na rozváděcí lopatky v místě jejich uložení ve statorové skříni. Odolnost RL proti ohybovému namáhání je dána tvarem jejich profilů, které jsou voleny z katalogu

(Příloha 5) pro šířku lopatky  $B_0 = 25$  [mm]. Následně jsou tyto hodnoty přepočteny na skutečnou šířku RL  $B$  [mm]. Velká část výpočtu je analogická k výpočtu namáhání OL.

- Úhel nastavení rozváděcí lopatky  $\gamma_0$

$$B_0 = \sin(\gamma) \rightarrow \gamma = \arcsin\left(\frac{B_0}{c_0}\right) [^\circ] \quad (7.5-1)$$

- Redukovaná délka tětiny pro skutečnou šířku profilu  $B'_0$

$$B = c \cdot \sin(\gamma) \rightarrow c = \frac{B}{\sin(\gamma)} [cm^3] \quad (7.5-2)$$

- Plocha profilu skutečně použité RL

$$S'_0 = S_0 \cdot \left(\frac{c}{c_0}\right)^2 [mm^3] \quad (7.5-3)$$

Kde,  $S_0$  [cm<sup>2</sup>] - plocha profilu při šířce lopatky  $B_0$  uvedená v katalogu

- Modul pružnosti v ohybu skutečně použité RL

$$W'_0 = W_0 \cdot \left(\frac{c'_0}{c_0}\right) [mm^3] \quad (7.5-4)$$

Kde,  $W_0$  [cm<sup>3</sup>]- modul pružnosti při šířce OL  $B_0$  uvedený v katalogu.

- Přibližná rozteč lopatek

$$t_p = t_{opt} \cdot c [mm] \quad (7.5-5)$$

Kde,  $t_{opt}$  [-] - optimální rozteč lopatek v rozsahu pro daný profil lopatky z katalogu.

- Celkový počet lopatek

$$z = \frac{\pi \cdot Ds}{t_p} [-] \quad (7.5-6)$$

Počet lopatek se zaokrouhluje nahoru na nejbližší sudé číslo.

- Skutečná rozteč lopatek

$$t_{skut} = \frac{\pi \cdot Ds \cdot 1000}{z_{skut}} [-] \quad (7.5-7)$$

- Rozdíl tlaku před a za rozváděcí mříží

$$\Delta p = p_0 - p_1 [MPa] \quad (7.5-8)$$

Kde,  $p_0$  [MPa] - tlak před rozváděcí lopatkovou mříží

$p_1$  [MPa] - tlak za rozváděcí lopatkovou mříží.

- Plocha  $S$  na kterou působí přetlak  $\Delta p$

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_1^2) [m^2] \quad (7.5-9)$$

Kde,  $D_1$  - horní průměr rozváděcí lopatkové mříže [m<sub>2</sub>]

$D_2$  - dolní průměr rozváděcí lopatkové mříže [m<sub>2</sub>]

- Síla vzniklá rozdílem tlaků

$$F_{\Delta p} = \Delta p \cdot S \quad [N] \quad (7.5-10)$$

- Ohybový moment na jednu RL

$$M_{o,lop} = F_{\Delta p} \cdot \frac{L}{2} \quad [Nm] \quad (7.5-11)$$

Kde,  $L$  [m] - vzdálenost paty lopatky a stěny turbínové skříně

- Maximální ohybový moment působící RL v ose  $J_{min}$

$$M_{o,max-l} = M_{o,lop} \cdot \cos(\gamma) \quad [Nm] \quad (7.5-12)$$

- Napětí RL v ohybu

$$\sigma_{o,lop} = \frac{M_{o,max-l}}{W'_{I_0}} \quad [MPa] \quad (7.5-13)$$

- Pevnostní kontrola lopatky na ohyb

$$\sigma_{o,lop} < \sigma_{t,DOV} \quad [MPa] \quad (7.5-14)$$

NAMÁHÁNÍ RL NA OHYB							
Stupeň	1	2	3	4	5	6	7
$\gamma$	73,7772	73,7772	73,777197	73,7772	73,7772	73,7772	73,7772
$\gamma$ , volený	30	30	30	30	30	40	30
$c'0$ mm	12,00552	12,00552	12,00552	12,00552	12,00552	9,338282	12,00552
$B$ mm	6	6	6	6	6	6	6
$B'$ red mm	7	7	7	7	7	7	7
$S'0$ mm <sup>2</sup>	89,95086	89,95086	89,950863	89,95086	89,95086	54,42236	89,95086
$W'0$ mm <sup>3</sup>	5,146333	5,146333	5,146333	5,146333	5,146333	3,113651	5,146333
$t$ ,optim	68	60	60	60	60	60	60
$z$	27,38131	41,02933	41,134	41,23867	41,34333	41,50033	41,605
$z$ , skut	28	42	42	42	42	42	42
$t$ , skut mm	115,5071	58,61333	58,762857	58,91238	59,0619	59,28619	59,43571
$S$ mm <sup>2</sup>	45,89424	54,37931	57,191175	59,95438	61,34304	65,5373	68,35702
$F$ ,delta p kN	241,606	242,0683	225,38438	208,9323	188,8164	177,9	163,4279
$M_{k,lop}$ Nm	1411,564	1791,361	1853,1359	1909,929	1920,659	2012,836	2060,727
$M_{o,l}$ max Nm	395,238	501,5812	518,87804	534,7802	537,7846	563,5941	577,0035
$\sigma_o$ Mpa	76,79993	97,4638	100,82481	103,9148	104,4986	181,0075	112,1193
$\sigma_{DOV}$ Mpa	320	320	320	320	320	320	320

Tab. 7-7 Namáhání RL na ohyb



## 7.6.) Určení kritických otáček rotoru

Kritické otáčky rotoru jsou důležitým aspektem pro vyhodnocení, zda turbína bude pracovat při jmenovitých parametrech v klidném chodu, a pro zařazení rotoru buď mezi tuhé, nebo elastické. Hodnota kritických otáček by měla být o 20 ÷ 35% nižší než jsou jmenovité otáčky, to zaručuje klidný chod, který je požadován. Při výpočtu hraje největší roli rotující hmota rotoru, proto je nezbytné určit celkovou hmotnost rotoru i s oběžnými lopatkami a jejich bandážemi. Viz předchozí výpočty. Hmotnost rotoru byla určena po jeho překreslení do softwaru AutoCAD Inventor.

Hmotnost rotoru je  $m_r$  [kg]

Hmotnost všech oběžných lopatek  $m_l$  = [kg]

- Výpočet kritických otáček rotoru

$$n_{KR} = 7,5 \cdot \frac{\left(\frac{D_0}{L}\right)^2}{\sqrt{\frac{m_r + m_l}{L}}} = 7,5 \cdot \frac{\left(\frac{1400}{7222}\right)^2}{\sqrt{\frac{23512}{8,220}}} = 1286 \text{ [ot/min]} \quad (7.6-1)$$

Kde,  $L$  [m] – ložisková vzdálenost

$D_0$  [m] – maximální průměr hřídele

## 8.) VÝKRES

Při realizaci výkresu řezu parní turbíny bylo postupováno dle doporučení konzultanta z firmy Doosan Škoda Power. Byla zvolena dvouplášťová koncepce skříně. Rozváděcí lopatky jsou ke skříně upevněny v jednotlivých nosičích. Provedení skříně s nosiči RL poskytuje jednodušší výrobu odlitku a jeho opracování. Je také možné v budoucnu po změnách tvarů nosičů použít skřín pro jiné obdobné typy turbín.

Tvar a rozměr výstupního axiálního hrdla do kondenzátoru byly převzaty z firemních podkladů a provedení realizováno ve formě svařence. Je tak voleno z důvodů nižší ceny a jednodušší výroba oproti odlitku. Ložiskový stojan byl použit z užívaných obdobných strojů a z důvodu absence konkrétních výpočtů jsou tak na výkrese umístěny pouze pro informaci a dokreslení celkového vzhledu parní turbíny.

## 8.1.) Výpočet průměrů potrubí

Velikosti průměrů příváděcího potrubí a potrubí odběrů VTO, OD, NTO2 a NTO1 je nutné vhodně zvolit. V těchto potrubích je nutné vzhledem k nárůstu tlakových ztrát a zvýšení erozivního účinku protékající páry dodržovat doporučené maximální rychlosti proudění  $w_{\max}=50$  [m/s]. K vypočteným průměrům je pak v katalogu normalizovaných potrubí přiřazen nejbližší větší rozměr průměru potrubí, tak aby bylo splněno, že skutečná rychlost proudění páry v potrubí nepřekročí maximální rychlost proudění.

- Průměr potrubí

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot m_i \cdot v_i}{\pi \cdot n \cdot w_{\max}}} [m] \quad (8.1-1)$$

Kde,  $m_i$ [kg/s] - hmotnostní tok páry

$v_i$  [m<sup>3</sup>/kg] - měrný objem páry na vstupu do potrubí

$n$  [-] - počet trubek

VÝPOČET ARMATUR					
	VSTUP	ODBĚR VTO	ODBĚR OD	ODBĚR NTO2	ODBĚR NTO1
M kg/s	78,95	5,242	4,271	3,948	3,423
w1 m/s	50	50	50	50	50
v m <sup>3</sup> /kg	0,043893	0,2099198	0,5819514	0,58195141	1,123215301
ks -	2	1	1	1	1
S1 m <sup>2</sup>	0,034654	0,02200799	0,0497103	0,04595088	0,076895319
d m	0,210107	0,16743852	0,251645	0,24194247	0,312978947
	<b>DN 250</b>	<b>DN 200</b>	<b>DN 300</b>	<b>DN 250</b>	<b>DN 350</b>

Tab. 7-8 Výpočet armatur

## 9.) ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývala návrhem jednotělesové parní turbíny pro spalovnu odpadů s výkonem 70 MWe bez přihřevu páry. Vlastní návrh byl započat výpočty bilančních schémat pro dvě zadané varianty regeneračního ohřevu. Nízkotlaká Varianta (A) je zapojena s jedním OD a NN a dvěma NTO, vysokotlaká varianta (B) je zapojena s jedním VTO, OD s NN a dvěma NTO. K jejich výpočtům byly použity předpokládané účinnosti jednotlivých turbínových částí doporučené konzultantem z firmy Doosan Škoda Power. Tak mohly být stanoveny předpokládané vnitřní výkony jednotlivých dílů a vstupní či výstupní parametry páry v odběrech pro nízkotlakou a vysokotlakou regeneraci. Na základě běžných hodnot mechanických ztrát a účinnosti generátoru byl vypočten celkový elektrický výkon na svorkách. Z vypočtených hodnot vyplynula jako výhodnější varianta (B), protože má větší termickou účinnost.

V druhé části práce byly provedeny termodynamické výpočty průtočné části. Odpovídající lopatkové profily byly vybrány z katalogu (Příloha 5) v závislosti na velikostech vypočítaných úhlů a rychlostí. V první polovině rotoru byly vzhledem k malým délkám lopatkování použity válcové profily lopatek: Od 17. stupně jsou osazeny v závěsech lopatky zkrucované. Poslední 2 stupně pak tvoří normalizované lopatky firmy Doosan Škoda Power, se kterými se dále neuvažovalo.

Všechny nenormalizované lopatky a stejně tak i jejich závěsy a rozváděcí kola byly podrobeny pevnostním kontrolám na příslušná namáhání, přičemž bylo postupováno dle výpočetních algoritmů dodaných z firmy Doosan Škoda Power.

Pro další optimalizaci zvolené varianty byly provedeny výpočty rychlostních trojúhelníků a k tomu zvolen odpovídající profil lopatek. Dále dopočet ztrát ve stupních, volba délky lopatek a pevnostní výpočty lopatek.

Aby bylo možné sestavit výkres podélného řezu turbínovým tělesem bylo třeba navrhnout rotor a provést základní kontrolu na krut a kritické otáčky. Výsledkem je podélný řez turbínovým tělesem plnootáčkové parní turbíny 70 MW.

## 9.) SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 2-1 Technologický řetězec spalovny [3]	10
Obr. 3-1 Schéma parní turbíny	15
Obr. 3-2 Schéma lopatkové řady	16
Obr. 4-1 Obecný průběh expanze v turbíně a regulačním ventilu	20
Obr. 5-1 Lopatkový plán	36
Obr 6-2 Průběh expanze ve stupni	41
Obr 7-1 Skutečný a náhradní tvar OL a bandáže při kontrole	48
Obr 7-2 Rozměry závěsu s T-nožkou a rozvidleného	50
Obr 7-3 zajištění OL pomocí kolíků	53

## 10.) SEZNAM TABULEK

Tab. 2-1 Emisní limity pro znečišťující látky zjišťované primárně kontinuálním měřením	14
Tab. 2-2 Emisní limity pro znečišťující látky zjišťované primárně jednorázovým měřením	14
Tab. 4-1 Základní zadané hodnoty	19
Tab. 4-3 Volené termodynamické účinnosti	20
Tab. 4-4 Volené tlakové ztráty	20
Tab. 4-5 Vstupní hodnoty páry do turbíny před RV	21
Tab. 4-6 Pára na vstupu do turbíny za RV	21
Tab. 4-7 Výstupní pára z turbíny	22
Tab. 4-8 Dělbá celkového ohřátí pro ohříváky	22
Tab. 4-9 tepelná bilance OD (A)	26
Tab. 4-10 tepelná bilance NTO2 (A)	26
Tab. 4-11 tepelná bilance NTO1 (A)	26
Tab. 4-12 Průtok páry v odběrech (A)	27
Tab. 4-13 tepelná bilance VTO (B)	32
Tab. 4-14 tepelná bilance OD (B)	32
Tab. 4-15 tepelná bilance NTO2 (B)	33
Tab. 4-16 tepelná bilance NTO1(B)	33
Tab. 4-17 Průtok páry v odběrech (B)	34
Tab. 5-1 Parametry bilančního schématu	35

Tab. 5-2 Parametry lopatkové mříže	35
Tab. 5-3 Výpočet průtočné části	37
Tab. 5-4 Srovnání výkonů turbíny	38
Tab. 6-1 Volba hodnot pro výpočet rychlostních trojúhelníků	38
Tab. 6-2 Rychlostní trojúhelníky	40
Tab. 6-3 Ztráty ve stupni	42
Tab. 6-4 Volba délky lopatek	43
Tab. 6-5 Parametry proudění v OL a RL	44
Tab. 6-6 Výběr profilu lopatek	45
Tab. 7-1 Přehled volených materiálů	46
Tab. 7-2 Profily oběžných lopatek	47
Tab. 7-3 Namáhání OL na ohyb	48
Tab. 7-4 Namáhání OL na tah	50
Tab. 7-5 Pevnostní kontrola závěsu	53
Tab. 7-6 Namáhání závěsů kol	55
Tab. 7-7 Namáhání RL na ohyb	57
Tab. 7-8 Výpočet armatur	59

## 11.) SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

[1] KADRNOŽKA, Jaroslav. Tepelné turbíny a turbokompresory. 1.vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. 2004. 308 s. ISBN 80-7204-346-3.

[2] Sb. 415/2012 o přípustné úrovni znečišťování a jejím zjišťování a o provedení některých dalších ustanovení zákona o ochraně ovzduší

[3]ODPAD JE ENERGIE – Technologický řetězec spalovny [online], [cit. 2014-3-3].  
Dostupné z:<<http://www.odpadjeenergie.cz/vyroba-energie/proces/technologicky-retezec>  
</>

## 12.) PŘÍLOHY

### **12.1)Seznam příloh**

Příloha 1 - Výpočet průtočné části

Příloha 2 - Rychlostní trojúhelníky

Příloha 3 – Ztráty ve stupni

Příloha 4 – Délky rozváděcích a oběžných lopatek

Příloha 5 – Katalog profilů lopatek

Příloha 6 – Charakteristika proudění v RL a OL

Příloha 7 - Výběr profilu lopatek

Příloha 8 -Namáhání OL na tah

Příloha 9 – Namáhání RL na ohyb



## Příloha 1 – Výpočet průtočné části

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
M[kg/s]	78,95	78,95	78,95	78,95	78,95	78,95	78,95	78,95	78,95	78,95	78,95	78,95	78,95	73,708	73,708	73,708	69,437	69,437	65,489	62,066	62,066	
i1[kj/kg]	3238,401	3186,811	3157,317	3128,113	3099,206	3070,61	3042,223	3014,145	2986,281	2958,65	2931,267	2903,598	2876,183	2848,832	2821,763	2763,259	2698,04	2626,867	2580,029	2530,895	2441,062	2382,073
s1[kj/kgC]	6,5782	6,6025	6,6098	6,617	6,6241	6,6312	6,6381	6,645	6,6519	6,6589	6,6658	6,6729	6,68	6,6871	6,6944	6,7127	6,7304	6,7534	6,7825	6,8205	6,8676	6,9451
t1[°C]	428,9	398,5908	382,0312	365,7078	349,6115	333,7222	317,9382	302,2339	286,4774	270,6021	254,6246	238,272	221,9432	205,6222	189,5054	154,893	149,4537	133,3102	121,9898	109,9853	90,5899	75,6513
p1[MPa]	6,79	5,3731	4,7598	4,2123	3,7236	3,2879	2,8988	2,5523	2,2433	1,9672	1,7221	1,5004	1,304	1,1293	0,9751	0,6957	0,4693	0,2981	0,2115	0,1433	0,0718	0,0397
x1[-]	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,9774	0,9545	0,941	0,9278	0,9035	0,8903
Ds[m]	1,03	0,784	0,786	0,788	0,79	0,793	0,795	0,798	0,801	0,804	0,807	0,81	0,814	0,818	1,12	1,187	1,275	1,372	1,479	1,59	1,822	2,04
Dp[m]	1	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25	1,32	1,4	1,4
His[kj/kg]	67,9134	34,3278	33,8519	33,3881	32,9224	32,5507	32,1202	31,78	31,435	31,1104	31,343	31,0104	30,8807	30,5288	65,7904	72,6931	80,5432	58,3256	63,6772	106,9588	86,0218	214,7101
u[m/s]	161,792	123,1504	123,4646	123,7788	124,0929	124,5641	124,8783	125,3495	125,8208	126,292	126,7633	127,2345	127,8628	128,4911	175,9292	186,4535	200,2765	215,5133	232,3208	249,7566	286,1991	320,4425
c0[m/s]	368,5467	262,0222	260,1993	258,4108	256,6024	255,1498	253,4571	252,1109	250,7389	249,4411	250,3718	249,0399	248,5186	247,0983	362,7406	381,2956	401,3558	341,5424	356,8676	462,5123	414,7813	655,3015
u/c0[-]	0,439	0,47	0,4745	0,479	0,4836	0,4882	0,4927	0,4972	0,5018	0,5063	0,5063	0,5109	0,5145	0,52	0,485	0,489	0,499	0,631	0,651	0,54	0,69	0,489
vr[m3/kg]	0,0528	0,0587	0,0648	0,0716	0,0792	0,0877	0,0971	0,1077	0,1197	0,1332	0,1487	0,1663	0,1864	0,2095	0,2741	0,3886	0,5809	0,7887	1,1181	2,0794	3,5516	15,7848
alfa1	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4
Lt[mm]	17,2725	44	46	48	50	53	55	58	61	63	67	70	74	78	70	87	125	172	229	270	422	640
Lred[mm]	18,0182	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
OSTRIK	P	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T	T
EPS[-]	0,5757	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
n1	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
Lopt[mm]	35,2954	43,9542	45,9823	48,1164	50,3602	52,6849	55,1865	57,7864	60,5487	63,4769	66,896	70,3076	73,9814	77,8	69,8133	78,9911	90,2686	81,4613	88,0409	128,2904	114,8803	295,9095
Lp[mm]	30	44	46	48	50	53	55	58	61	63	67	70	74	78	70	87	125	172	229	270	422	640
Lp/Ds[-]	0,0291	0,0561	0,0585	0,0609	0,0633	0,0668	0,0692	0,0727	0,0762	0,0784	0,083	0,0864	0,0909	0,0954	0,0625	0,0733	0,098	0,1254	0,1548	0,1698	0,2316	0,3137
Btype	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	Z	Z	Z	Z	Z
ETAn[%]	92,1083	93,1634	93,2568	93,3351	93,3994	93,4479	93,4801	93,4971	93,4988	93,4852	93,4852	93,4556	93,4214	93,3504	93,4159	93,4547	93,4996	87,0818	84,9724	92,9016	79,9986	93,4547
Zd[%]	0	0,5076	0,5077	0,5077	0,5078	0,5053	0,505	0,5022	0,4993	0,4962	0,4886	0,4854	0,4785	0,4732	0	0	0	0	0	0	0	0
Zl[%]	8,9038	6,1403	5,8792	5,639	5,4172	5,1132	4,9289	4,6749	4,445	4,3033	4,0464	3,8717	3,6611	3,4707	3,8701	3,1152	2,1692	1,4682	1,0761	0,9978	0,5498	0,4235
Zp[%]	4,9067	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Zv[%]	1,0142	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Zt[%]	1,2844	0,471	0,4647	0,4593	0,4549	0,4432	0,4401	0,4305	0,4224	0,4217	0,398	0,3929	0,3814	0,3754	0,4647	0,4062	0,3227	0,5102	0,4536	0,2361	0,3611	0,0949
Zr[%]	0,0339	0,126	0,137	0,1484	0,1602	0,1787	0,1914	0,2113	0,232	0,2456	0,2757	0,2987	0,3306	0,3637	0,1563	0,2149	0,3845	0,2515	0,3836	0,4614	0,8583	1,5748
Zx[%]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2,2577	4,5481	5,8973	7,2183	9,6544	10,969
ETAi[%]	75,9653	85,9185	86,2681	86,5806	86,8593	87,2075	87,4145	87,6782	87,9001	88,0184	88,2765	88,4069	88,5698	88,6674	88,9248	89,7185	88,3656	80,3037	77,1618	83,9881	68,575	80,3926
Huz[kj/kg]	51,5906	29,494	29,2034	28,9076	28,5962	28,3867	28,0778	27,8641	27,6314	27,3829	27,6685	27,4154	27,351	27,0691	58,504	65,2192	71,1725	46,8376	49,1345	89,8326	58,9894	172,6111
N[kw]	4073,076	2328,548	2305,605	2282,253	2257,667	2241,129	2216,739	2199,87	2181,498	2161,881	2184,431	2164,443	2159,363	2137,104	4312,21	4807,18	5245,986	3252,265	3411,752	5883,048	3661,237	10713,28
i2s[kj/kg]	3170,488	3152,483	3123,465	3094,725	3066,283	3038,059	3010,103	2982,365	2954,846	2927,539	2899,924	2872,588	2845,302	2818,303	2755,972	2690,566	2617,496	2568,541	2516,352	2423,936	2355,041	2167,363
i2[kj/kg]	3186,811	3157,317	3128,113	3099,206	3070,61	3042,223	3014,145	2986,281	2958,65	2931,267	2903,598	2876,183	2848,832	2821,763	2763,259	2698,04	2626,867	2580,029	2530,895	2441,062	2382,073	2209,462
s2[kj/kgC]	6,6025	6,6098	6,617	6,6241	6,6312	6,6381	6,645	6,6519	6,6589	6,6658	6,6729	6,68	6,6871	6,6944	6,7127	6,7304	6,7534	6,7825	6,8205	6,8676	6,9451	7,0792
t2[C]	398,5908	382,0312	365,7078	349,6115	333,7222	317,9382	302,2339	286,4774	270,6021	254,6246	238,272	221,9432	205,6222	189,5054	154,893	149,4537	133,3102	121,9898	109,9853	90,5899	75,6513	40,6884
p2[MPa]	5,3731	4,7598	4,2123	3,7236	3,2879	2,8988	2,5523	2,2433	1,9672	1,7221	1,5004	1,304	1,1293	0,9751	0,6957	0,4693	0,2981	0,2115	0,1433	0,0718	0,0397	0,0077
x2[-]	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,9774	0,9545	0,941	0,9278	0,9035	0,8903

## Příloha 2 – Rychlostní trojúhelníky

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
Ds[m]	1,03	0,784	0,786	0,788	0,79	0,793	0,795	0,798	0,801	0,804	0,807	0,81	0,814	0,818	1,12	1,187	1,275	1,372	1,479	1,59	1,822	2,04
Dp[m]	1	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,741	0,74	0,74	0,74	0,74	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25	1,32	1,4	1,4
His[kJ/kg]	67,9134	34,3278	33,8519	33,3881	32,9224	32,5507	32,1202	31,78	31,435	31,1104	31,343	31,0104	30,8807	30,5288	65,7904	72,6931	80,5432	58,3256	63,6772	106,9588	86,0218	214,7101
Hus[kJ/kg]	51,5906	29,494	29,2034	28,9076	28,5962	28,3867	28,0778	27,8641	27,6314	27,3829	27,6685	27,4154	27,351	27,0691	58,504	65,2192	71,1725	46,8376	49,1345	89,8326	58,9894	172,6111
$\alpha_1$	13,4	13,40	13,40	13,40	13,40	13,40	13,40	13,40	13,40	13,40	13,40	13,40	13,40	13,40	13,40	13,40	13,40	13,40	13,40	13,4	13,40	13,40
$\psi$ [°]	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97
Rp [-]	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
$\epsilon$ [-]	0,5757	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
er [-]	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
Rs [-]	0,193541	0,233	0,236468	0,239912	0,243332	0,248417	0,251777	0,256773	0,261718	0,264848	0,271454	0,276248	0,282562	0,288791	0,242195	0,257646	0,334157	0,3696171	0,406905	0,4254723	0,499339	0,590522
c0 [m/s]	368,5467	262,0222	260,1993	258,4108	256,6024	255,1498	253,4571	252,1109	250,7389	249,4411	250,3718	249,0399	248,5186	247,0983	362,7406	381,2956	401,3558	341,5424	356,8676	462,5123	414,7813	655,3015
c1,iz [m/s]	368,5522	262,0261	260,2032	258,4147	256,6062	255,1536	253,4609	252,1147	250,7427	249,4448	250,3756	249,0436	248,5223	247,102	362,746	381,3013	401,36182	341,54752	356,873	462,51924	414,7875	655,3113
c1[m/s]	321,0374	222,591	220,54228	218,5317	216,5136	214,5633	212,6627	210,8261	208,9799	207,4571	207,2933	205,5112	204,1843	202,1343	306,2999	318,6682	317,67797	263,03803	266,5882	340,05604	284,6839	406,7507
c1ax [m/s]	74,36272	51,55931	51,084775	50,61907	50,1516	49,69985	49,25962	48,83418	48,40656	48,05381	48,01589	47,60308	47,29574	46,82089	70,94903	73,81394	73,584564	60,928173	61,75051	78,768054	65,94207	94,21672
c1u [m/s]	312,3063	216,5372	214,54427	212,5884	210,6252	208,7279	206,879	205,0923	203,2964	201,8149	201,6557	199,9219	198,6312	196,637	297,9696	310,0015	309,0382	255,88428	259,3379	330,80766	276,9415	395,6885
u [m/s]	161,792	123,1504	123,46459	123,7788	124,0929	124,5641	124,8783	125,3495	125,8208	126,292	126,7633	127,2345	127,8628	128,4911	175,9292	186,4535	180,64158	188,49556	196,3495	207,34512	219,9115	219,9115
w1u[m/s]	150,5143	93,38679	91,079681	88,80965	86,53226	84,16377	82,00073	79,74275	77,47559	75,52291	74,8924	72,68744	70,76836	68,14582	122,0404	123,548	128,39662	67,388716	62,98837	123,46254	57,03001	175,777
w1ax [m/s]	74,36272	51,55931	51,084775	50,61907	50,1516	49,69985	49,25962	48,83418	48,40656	48,05381	48,01589	47,60308	47,29574	46,82089	70,94903	73,81394	73,584564	60,928173	61,75051	78,768054	65,94207	94,21672
w1 [m/s]	167,882	106,6745	104,42779	102,2225	100,0151	97,7426	95,65892	93,50767	91,3546	89,51468	88,96289	86,88795	85,11785	82,6804	141,1652	143,9188	147,98777	90,848673	88,20805	146,44933	87,18245	199,4351
$\beta_1$ [°]	26,30536	28,91797	29,302052	29,69701	30,11061	30,57793	31,00987	31,49913	32,01327	32,4843	32,68179	33,23768	33,77262	34,50925	30,18718	30,87192	29,832301	42,139049	44,45398	32,554033	0,857744	28,20567
$\beta_2$ , rozsah	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	22 - 28	22 - 28	22 - 28	22 - 28	22 - 28	22 - 28	22 - 28	22 - 28
$\beta_2$ , volba [°]	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19	22	22	22	22	22	22	24	24
$\beta_2$ ??	156,6946	154,082	153,69795	153,303	152,8894	152,4221	151,9901	151,5009	150,9867	150,5157	150,3182	149,7623	149,2274	148,4907	152,8128	152,1281	153,1677	140,86095	138,546	150,44597	182,1423	154,7943
$\psi$ [-]	0,862994	0,868128	0,8688706	0,869631	0,870423	0,871314	0,872134	0,873057	0,874022	0,874901	0,875268	0,876296	0,87728	0,878625	0,876203	0,877462	0,8755468	0,8967327	0,900355	0,8805118	0,817758	0,876237
w2,iz [m/s]	168,0309	106,8085	104,56333	102,3596	100,1537	97,88336	95,80117	93,65208	91,50117	89,66292	89,11361	87,04085	85,27355	82,83903	141,3661	144,1384	148,22084	91,098375	88,4778	146,74653	87,50999	199,8544
w2 [m/s]	189,3758	137,6021	136,59934	135,6178	134,6197	134,0156	133,0949	132,5587	132,0002	131,286	132,5557	132,0169	132,1807	131,7079	192,4983	204,5062	230,76258	185,68526	196,7781	275,48899	210,8994	432,506
w2ax [m/s]	61,62462	44,77699	44,450682	44,13128	43,8065	43,6099	43,3103	43,13582	42,95409	42,72168	43,13485	42,95951	43,01283	42,85895	72,07639	76,57246	86,403533	69,525408	73,67887	103,15027	85,73961	175,8321
w2u [m/s]	179,0687	130,1129	129,16469	128,2366	127,2928	126,7216	125,851	125,344	124,8159	124,1405	125,3412	124,8316	124,9866	124,5394	178,4954	189,6298	213,97616	172,17791	182,4639	255,44903	192,6844	395,1512
c2u [m/s]	17,27667	6,962442	5,7000993	4,457832	3,199927	2,157411	0,97266	-0,00558	-1,00488	-2,15148	-1,4221	-2,40286	-2,87624	-3,95171	2,566174	3,176238	33,334583	-16,317647	-13,88569	48,103911	-27,22706	175,2397
c2ax [m/s]	61,62462	44,77699	44,450682	44,13128	43,8065	43,6099	43,3103	43,13582	42,95409	42,72168	43,13485	42,95951	43,01283	42,85895	72,07639	76,57246	86,403533	69,525408	73,67887	103,15027	85,73961	175,8321
c2 [m/s]	64,0006	45,31506	44,814666	44,35586	43,92322	43,66324	43,32122	43,13582	42,96585	42,77582	43,15829	43,02666	43,10889	43,04074	72,12206	76,63831	92,610825	71,41462	74,97592	113,81548	89,95884	248,2456
$\alpha_2$ [°]	74,37669	81,20293	82,734543	84,27467	85,86567	87,21206	88,75847	90,03823	88,70482	87,16119	88,15641	86,84263	86,21807	84,77504	88,00554	87,66917	68,938277	76,830662	79,36733	65,031074	72,4192	45,11955

### Příloha 3 – Ztráty ve stupni

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
his RL	41,61	22,62	22,30	21,97	21,64	21,33	21,01	20,71	20,40	20,13	20,16	19,84	19,62	19,25	44,33	48,42	47,39	29,53	29,14	51,61	29,53	70,68
Z RL	2,459	1,337	1,318	1,299	1,279	1,261	1,242	1,224	1,206	1,190	1,191	1,173	1,160	1,138	2,620	2,861	2,801	1,745	1,722	3,050	1,745	4,177
i2isRL	3196,80	3164,19	3135,02	3106,14	3077,57	3049,27	3021,21	2993,44	2965,88	2938,52	2911,11	2883,76	2856,56	2829,58	2777,43	2714,84	2650,65	2597,34	2550,89	2479,28	2411,53	2311,39
i2RL	3199,25	3165,53	3136,34	3107,44	3078,85	3050,54	3022,46	2994,66	2967,09	2939,71	2912,30	2884,93	2857,72	2830,72	2780,05	2717,70	2653,45	2599,09	2552,61	2482,33	2413,27	2315,57
p2RL	59,43	49,89	44,17	39,06	34,50	30,43	26,81	23,57	20,69	18,12	15,81	13,75	11,93	10,32	7,88	5,44	3,66	2,53	1,79	1,05	0,59	0,25
t2RL	407,87	387,37	371,00	354,83	338,86	323,07	307,45	292,03	276,76	261,63	246,52	231,46	216,53	201,77	174,65	155,02	140,43	127,87	116,77	101,06	85,69	64,53
v2RL	0,049	0,057	0,062	0,069	0,076	0,084	0,093	0,103	0,115	0,128	0,142	0,159	0,178	0,200	0,247	0,341	0,484	0,671	0,916	1,474	2,468	5,507
s2RL	6,578	6,603	6,610	6,617	6,624	6,631	6,638	6,645	6,652	6,659	6,666	6,673	6,680	6,687	6,694	6,713	6,730	6,753	6,782	6,820	6,868	6,945
his OL	9,98	6,87	6,91	6,94	6,96	7,05	7,07	7,15	7,23	7,25	7,51	7,57	7,73	7,82	14,17	16,80	23,78	17,31	19,99	38,22	29,46	101,93
Z OL	3,597	1,402	1,336	1,273	1,212	1,150	1,095	1,039	0,985	0,940	0,926	0,876	0,835	0,779	2,314	2,383	2,556	0,808	0,737	2,410	1,259	4,618
i3is OL	3189,27	3158,65	3129,43	3100,50	3071,89	3043,48	3015,39	2987,50	2959,86	2932,46	2904,79	2877,36	2849,99	2822,90	2765,88	2700,90	2629,67	2581,77	2532,62	2444,11	2383,82	2213,64
i3OL	3192,87	3160,06	3130,77	3101,78	3073,10	3044,63	3016,48	2988,54	2960,84	2933,40	2905,72	2878,23	2850,83	2823,68	2768,19	2703,28	2632,22	2582,58	2533,35	2446,52	2385,08	2218,26
p3OL	58,13	48,93	43,28	38,25	33,76	29,74	26,17	22,99	20,15	17,63	15,36	13,34	11,55	9,97	7,41	5,03	3,24	2,30	1,59	0,83	0,49	0,12
t3OL	404,42	384,42	368,00	351,78	335,76	319,89	304,25	288,75	273,41	258,25	243,00	227,88	212,86	198,04	168,46	152,05	136,21	124,68	113,15	94,60	80,80	48,73
v3OL	0,050	0,057	0,063	0,070	0,077	0,086	0,095	0,106	0,117	0,131	0,146	0,163	0,183	0,206	0,259	0,365	0,538	0,731	1,016	1,813	2,933	10,782
s3OL	6,578	6,603	6,610	6,617	6,624	6,631	6,638	6,645	6,652	6,659	6,666	6,673	6,680	6,687	6,694	6,713	6,730	6,753	6,782	6,820	6,868	6,945

**Příloha 4–Délky rozváděcích a oběžných lopatek**

<b>Stupeň</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>
<b>DÉLKA LOPATEK - VÝPOČET</b>											
L1 RL (mm)	23,31184	52,59129	58,518595	65,10246	72,44522	80,26594	89,30243	98,97227	109,791	122,0635	134,0709
L2 RL (mm)	22,05992	29,34928	32,605707	36,24325	40,3212	44,83202	49,94474	55,61936	62,0246	69,17496	76,76267
Lp[mm]	30	44	46	48	50	53	55	58	61	63	67
L1 RL (mm)	28	44	46	48	50	53	55	58	61	63	65
L2RL (mm)	32	45	47	49	51	54	56	59	62	64	68
L1OL (mm)	34	47	49	51	53	56	58	61	64	66	70
L2OL (mm)	34	47	49	51	53	56	58	61	64	66	70
<b>Stupeň</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>	<b>17</b>	<b>18</b>	<b>19</b>	<b>20</b>	<b>21</b>	<b>22</b>
L1 RL (mm)	149,5809	166,1587	185,7139	84,94312	98,76295	107,6868	182,887	219,7518	180,2517	350,5369	194,6791
L2 RL (mm)	86,15745	96,56471	108,91077	54,86859	65,24257	83,90771	133,1659	166,3797	162,7329	301,3517	327,3081
Lp[mm]	70	74	78	70	87	125	172	229	270	422	640
L1 RL (mm)	68	72	76	68	85	123	168	225	266	416	632
L2RL (mm)	70	74	78	70	87	125	172	229	270	422	636
L1OL (mm)	72	76	80	72	89	127	176	237	278	430	640
L2OL (mm)	72	78	82	74	91	129	180	241	282	434	652

## Příloha 5 – Katalog profilů lopatek

S - 90 - 15A	13 až 14	70 až 120	0,70 až 0,85	do 0,85	5,15	3,3	0,36	0,45
S - 90 - 18A	16 až 20	70 až 120	0,70 až 0,80	do 0,90	4,71	2,72	0,243	0,333
S - 90 - 22A	20 až 24	70 až 120	0,70 až 0,80	do 0,90	4,5	2,35	0,167	0,265
S - 90 - 27A	24 až 30	70 až 120	0,65 až 0,75	do 0,90	4,5	2,03	0,116	0,195
S - 90 - 33A	30 až 36	70 až 120	0,62 až 0,75	do 0,90	4,5	1,84	0,09	0,163
S - 90 - 38A	35 až 42	70 až 120	0,60 až 0,73	do 0,90	4,5	1,75	0,081	0,141
S - 55 - 15A	12 až 18	45 až 75	0,72 až 0,87	do 0,90	4,5	4,41	1,195	0,912
S - 55 - 20A	17 až 23	45 až 75	0,70 až 0,85	do 0,90	4,15	2,15	0,273	0,275
S - 45 - 25A	21 až 28	35 až 65	0,60 až 0,75	do 0,90	4,58	3,3	0,703	0,536
S - 60 - 30A	27 až 34	45 až 85	0,52 až 0,70	do 0,90	3,46	1,49	0,118	0,154
S - 65 - 20A	17 až 23	45 až 85	0,60 až 0,75	do 0,90	4,5	2,26	0,338	0,348
S - 70 - 25A	22 až 28	55 až 90	0,50 až 0,67	do 0,90	4,5	1,86	0,242	0,235
S - 90 - 12B	10 až 14	70 až 120	0,72 až 0,87	0,85 až 1,15	5,66	3,31	0,388	0,42
S - 90 - 15B	13 až 17	70 až 120	0,70 až 0,85	0,85 až 1,15	5,2	3,21	0,326	0,413
S - 90 - 12D	10 až 14	70 až 120	0,58 až 0,68	1,40 až 1,80	4,09	2,3	0,237	0,324
S - 90 - 15D	13 až 17	70 až 120	0,55 až 0,65	1,40 až 1,70	4,2	2	0,153	0,238

$\alpha_0$  ..... vstupní úhel

### NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - oběžné

Označení Profilu	$\beta_2$ (°)	$\beta_1$ (°)	$t_{opt}$	$M_{ts}^{opt}, M_{ts}^{opt}$	$b_0$ (cm)	$S_0$ (cm <sup>2</sup> )	$J_0^{min}$ (cm <sup>4</sup> )	$W_0^{min}$ (cm <sup>3</sup> )
R - 23 - 14A	12 až 16	20 až 30	0,60 až 0,75	do 0,95	2,59	2,44	0,43	0,39
R - 26 - 17A	15 až 19	23 až 35	0,60 až 0,70	do 0,95	2,57	2,07	0,215	0,225
R - 30 - 21A	19 až 24	25 až 40	0,58 až 0,68	do 0,90	2,56	1,85	0,205	0,234
R - 35 - 25A	22 až 28	30 až 50	0,55 až 0,65	do 0,85	2,54	1,62	0,131	0,168
R - 46 - 29A	25 až 32	44 až 60	0,45 až 0,58	do 0,85	2,56	1,22	0,71	0,112
R - 60 - 33A	30 až 36	47 až 65	0,43 až 0,55	do 0,85	2,56	1,02	0,044	0,079
R - 60 - 38A	35 až 42	55 až 75	0,41 až 0,51	do 0,85	2,61	0,76	0,018	0,035
R - 23 - 14A <sub>k</sub>	12 až 16	20 až 30	0,60 až 0,75	do 0,95	2,59	2,35	0,387	0,331
R - 26 - 17A <sub>k</sub>	15 až 19	23 až 45	0,60 až 0,70	do 0,95	2,57	1,81	0,152	0,165
R - 27 - 17B	15 až 19	23 až 45	0,57 až 0,65	0,80 až 1,15	2,54	2,06	0,296	0,296
R - 27 - 17B <sub>k</sub>	15 až 19	23 až 45	0,57 až 0,68	0,85 až 1,15	2,54	1,79	0,216	0,216
R - 30 - 21B	19 až 24	25 až 40	0,55 až 0,65	0,85 až 1,10	2,01	1,11	0,073	0,101
R - 35 - 25B	22 až 28	30 až 50	0,55 až 0,65	0,85 až 1,10	2,52	1,51	0,126	0,159
R - 21 - 18D	16 až 20	19 až 24	0,60 až 0,70	1,30 až 1,60	2	1,16	0,118	0,142
R - 25 - 22D	20 až 24	23 až 27	0,54 až 0,67	1,35 až 1,60	2	0,99	0,084	0,1

## Příloha 6 – Parametry proudění v RL a OL

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
x1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
k1	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38
a1	618,2561	606,9111	600,26176	593,5841	586,8707	580,1304	573,3118	566,4568	559,5419	552,5503	545,4883
x2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
k2	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38
a2	606,9111	600,2618	593,58405	586,8707	580,1304	573,3118	566,4568	559,5419	552,5503	545,4883	538,22
Ma RL	0,519263	0,36676	0,3674102	0,368156	0,368929	0,369854	0,370937	0,372184	0,373484	0,375454	0,380014
Ma OL	0,312032	0,229237	0,2301264	0,231086	0,232051	0,233757	0,23496	0,236906	0,238893	0,240676	0,246285
Stupeň	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
x1	1	1	1	1	1	0,9774	0,9545	0,941	0,9278	0,9035	0,8903
k1	1,38	1,38	1,38	1,38	1,38	1,13274	1,13045	1,1291	1,12778	1,12535	1,12403
a1	538,22	530,8537	523,32128	515,6664	498,0149	454,7546	442,8432	434,7244	426,0561	410,6946	399,8063
x2	1	1	1	1	0,9774	0,9545	0,941	0,9278	0,9035	0,8903	0,8479
k2	1,38	1,38	1,38	1,38	1,13274	1,13045	1,1291	1,12778	1,12535	1,12403	1,11979
a2	530,8537	523,3213	515,66641	498,0149	454,7546	442,8432	434,7244	426,0561	410,6946	399,8063	370,4585
Ma RL	0,381835	0,384634	0,3862528	0,593988	0,639877	0,69857	0,593975	0,613235	0,798148	0,693177	1,017369
Ma OL	0,248688	0,25258	0,2554129	0,386531	0,449707	0,521093	0,427133	0,46186	0,670788	0,527504	1,167488

## Příloha 7 - Výběr profilu lopatek

VÝBĚR PROFILU LOPATEK																				
Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
alfa1	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4
alfa0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
beta2	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19	22	22	22	22	22	22
beta1	26,30536	28,91797	29,302052	29,69701	30,11061	30,57793	31,00987	31,49913	32,01327	32,4843	32,68179	33,23768	33,77262	34,50925	30,18718	30,87192	29,832301	42,139049	44,45398	32,554033
RL	S-90-12-A	S-90-12-A	S-90-12-A	S-90-12-A	S-90-12-A	S-90-12-A	S-90-12-A	S-90-12-A	S-90-12-A	S-90-12-A	S-90-12-A	S-90-12-A	S-90-12-A	S-90-12-A	S-90-12-A	S-90-12-A	S-90-12-A	S-90-12-A	S-90-12-A	S-90-12-B
T/c opt	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,87	0,72 - 0,88
Ma,opt	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,85	0,85 - 1,15
b0 (cm)	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	5	6	6	6	6
c0(cm)	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25
S0 (cm2)	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09
J0, min (cm4)	0,519	0,519	0,519	0,519	0,519	0,519	0,519	0,519	0,519	0,519	0,519	0,519	0,519	0,519	0,519	0,519	0,519	0,519	0,519	0,338
W0,min (cm3)	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,42
α0	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120
t/c0 volba	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
OL	R-30-21-A	R-30-21-A	R-30-21-A	R-30-21-A	R-30-21-A	R-30-21-A	R-30-21-A	R-30-21-A	R-30-21-A	R-30-21-A	R-30-21-A	R-30-21-A	R-30-21-A	R-30-21-A	R-30-21-A	R-35-25-A	R-35-25-A	R-35-25-A	R-35-25-A	R-35-25-B
T/c opt	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,6 - 0,7	0,6 - 0,7	0,55 - 0,65	0,45 - 0,58	0,55 - 0,65
Ma,opt	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85 - 1,1
b0 (cm)	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56
b'0 (cm)	4	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	4	4	5	5	5	7
c0(cm)	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56
S0 (cm2)	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,62	1,62	1,62	1,62	1,51
J0, min (cm4)	0,205	0,205	0,205	0,205	0,205	0,205	0,205	0,205	0,205	0,205	0,205	0,205	0,205	0,205	0,205	0,131	0,131	0,131	0,131	0,126
W0,min (cm3)	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,168	0,168	0,168	0,168	0,142
β2	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	22 - 28	22 - 28	22 - 28	22 - 28	22 - 28
t/c0 volba	0,68	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,65	0,65	0,6	0,5	0,6

## Příloha 8 -Namáhání OL na tah

NAMÁHÁNÍ OL NA TAH																					
Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
vb m	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	
bp m	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,04	0,04	0,045	0,047	0,049	0,051	
Vb m3	0,006345	0,005033	0,0050611	0,005084	0,005101	0,005135	0,005157	0,005191	0,005225	0,005253	0,005293	0,005327	0,005383	0,005429	0,009455	0,010088	0,0124181	0,0142812	0,016441	0,0185728	
mb kg	0,802089	0,36091	0,3620138	0,362709	0,362998	0,36403	0,364714	0,365733	0,366745	0,367354	0,368746	0,369735	0,371824	0,497487	0,632822	0,796375	0,9126318	0,9753511	1,249917	1,5323585	
Vlop m3	3,2E-06	2,58E-06	2,752E-06	2,86E-06	2,92E-06	3,09E-06	3,2E-06	3,37E-06	3,54E-06	3,65E-06	3,88E-05	4,04E-05	4,38E-05	8,19E-05	7,39E-05	0,000142	0,0002013	0,0002808	0,000541	0,0008624	
ml kg	0,025083	0,020282	0,0216049	0,022487	0,022928	0,02425	0,025132	0,026455	0,027778	0,02866	0,304232	0,317459	0,343914	0,642757	0,580049	1,114537	1,5799479	2,2045784	4,250427	6,7695254	
mc' kg	0,827173	0,381192	0,3836187	0,385196	0,385926	0,388281	0,389846	0,392188	0,394523	0,396013	0,672978	0,687194	0,715738	1,140244	1,212871	1,910912	2,4925796	3,1799295	5,500345	8,3018839	
a,dostř m/s2	11300,31	8749,964	8770,6984	8791,433	8812,167	8843,269	8864,004	8895,105	8926,207	8957,309	8988,411	9019,513	9060,982	9102,451	12233,36	12927,97	13840,286	14845,91	15955,21	17105,972	
Fod N	9347,307	3335,415	3364,6039	3386,421	3400,84	3433,669	3455,598	3488,555	3521,591	3547,212	6048,999	6198,157	6485,289	10379,01	14837,49	24704,21	34498,016	47208,947	87759,13	142011,79	
σtv+z Mpa	23,36827	11,11805	11,215346	11,28807	11,33613	11,44556	11,51866	11,62852	11,73864	11,82404	20,16333	20,66052	21,61763	25,94753	37,09373	49,40841	68,996032	94,417895	146,2652	202,87399	
Kontrola	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	



## Příloha 8 – Namáhání RL na ohyb

NAMÁHÁNÍ RL NA OHYB																				
Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
γ	73,7772	73,7771972	73,777197	73,7771972	73,77719719	73,7772	73,7772	73,7772	73,7772	73,7772	73,7772	73,7772	73,7772	73,7772	73,7772	53,15705	73,777197	73,777197	73,7772	73,777197
γ, volený	30	30	30	30	30	40	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
c'0 mm	12,00552	12,0055201	12,00552	12,0055201	12,00552007	9,338282	12,00552	12,00552	12,00552	12,00552	12,00552	12,00552	12,00552	12,00552	12,00552	10,0046	12,00552	12,00552	12,00552	12,00552
B mm	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	5	6	6	6	6
B' red mm	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7	6	7	7	7	7
S'0 mm2	89,95086	89,9508629	89,950863	89,9508629	89,95086291	54,42236	89,95086	89,95086	89,95086	89,95086	89,95086	89,95086	89,95086	89,95086	89,95086	62,46588	89,950863	89,950863	89,95086	89,950863
W'0 mm3	5,146333	5,14633299	5,146333	5,14633299	5,146332988	3,113651	5,146333	5,146333	5,146333	5,146333	5,146333	5,146333	5,146333	5,146333	3,694803	2,565836	3,6948032	3,6948032	3,694803	3,1229884
t,optim	68	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	65	65	60	50	50	60
z	27,38131	41,0293333	41,134	41,2386667	41,34333333	41,50033	41,605	41,762	41,919	42,076	42,233	42,39	42,59933	42,80867	54,10462	57,34123	66,725	86,1616	92,8812	83,21
z, skut	28	42	42	42	42	42	42	42	42	43	43	43	43	43	55	58	67	87	93	84
t, skut mm	115,5071	58,6133333	58,762857	58,912381	59,06190476	59,28619	59,43571	59,66	59,88429	58,7107	58,92977	59,14884	59,44093	59,73302	63,94182	64,26172	59,753731	49,518161	49,93613	59,435714
S mm2	45,89424	54,379305	57,191175	59,954375	61,34304	65,5373	68,35702	72,62192	76,92922	79,92006	85,67098	90,10544	96,084	102,1379	123,201	164,0768	258,09152	384,03456	562,1974	719,55926
F, delta p kN	241,606	242,068253	225,38438	208,932274	188,816387	177,9	163,4279	152,664	141,9127	129,0602	120,7195	110,4017	102,0772	93,83675	85,08455	77,79599	82,340867	85,902491	88,83482	65,482348
Mk,lop Nm	1411,564	1791,36137	1853,1359	1909,92939	1920,659176	2012,836	2060,727	2144,704	2224,676	2258,425	2347,949	2412,24	2502,27	2595,399	1308	1494,262	2097,4139	3208,743	4145,415	3382,6435
Mo, l max Nm	395,238	501,581184	518,87804	534,780229	537,7845693	563,5941	577,0035	600,5171	622,9092	632,3589	657,4256	675,4271	700,6355	726,7118	366,2399	896,5572	587,27589	898,44804	1160,716	947,14018
σ, Mpa	76,79993	97,4638029	100,82481	103,914813	104,4985955	181,0075	112,1193	116,6883	121,0394	122,8756	127,7464	131,2443	136,1427	141,2096	99,12298	349,4211	158,94646	243,16533	314,1483	303,28008
σDOV Mpa	320	320	320	320	320	320	320	320	320	320	320	320	320	320	320	320	320	320	320	320